РОССИЙСКИЙ МОРСКОЙ РЕГИСТР СУДОХОДСТВА

НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ СБОРНИК

ВЫПУСК

34

САНКТ-ПЕТЕРБУРГ
2011

Редакционная коллегия Российского морского регистра судоходства:
Айвазов М.Г. (председатель), Баранов И.А. (заместитель председателя), Балагура С.В., Баранов В.А., Бедрик Г.Н., Бессонов А.Ю., Брусаков А.В., Быстров С.А., Грубов Д.А., Евенко В.И., Захаров А.А., Зухарь А.В., Ковзова М.Ф., Колесников Г.И., Копилец И.Н., Кутейников М.А., Мюллер Е.Б., Пискорский В.Ф., Путрайм А.Р., Седов С.Н., Сергеев А.А., Синицкая Ю.М., Сорокин М.А., Фетисов А.В., Фокин А.В., Хоботов В.А., Шихов П.В., Шишкин С.А.

ISBN 978-5-89331-209-6 © Российский морской регистр судоходства, 2011

УДК 629.563:677.027.625.52

КЛИМАТИЧЕСКИЕ КРИТЕРИИ БЕЗОПАСНОСТИ ЖИЗНЕДЕЯТЕЛЬНОСТИ ПРИ ПРОИЗВОДСТВЕ РАБОТ НА ШЕЛЬФЕ ПЕЧОРСКОГО МОРЯ

В.Г. Глухов, *д-р геогр. наук, проф., СПбГМА им. адм. С.О. Макарова*
С.В. Латухов, *д-р геогр. наук, проф., СПбГМА им. адм. С.О. Макарова*
Р.Д. Праслов, *СПбГМА им. адм. С.О. Макарова*

Ключевые слова: *Печорское море, шельф, нефтегазовое месторождение, буровая установка, безопасность жизнедеятельности, гидрометеорологические критерии*

Широкое освоение шельфовых месторождений нефти и газа в арктических морях России ставит на повестку дня вопрос о гидрометеорологическом обеспечении соответствующих работ, поскольку сложные погодные условия указанных регионов в значительной мере будут определять эффективность работ (от частичного их ограничения до полного прекращения).

В работах одного из авторов [3] было введено понятие гидрометеорологических критериев безопасности жизнедеятельности и предложена 6-балльная шкала оценки соответствия таким критериям применительно к производству работ на арктическом шельфе. Предложенная шкала охватывает различные уровни безопасности работ по погодным условиям: от 5 баллов (работа без ограничений) до 0 баллов (полное прекращение работ, эвакуация людей). Сведения, содержащиеся в оперативных краткосрочных прогнозах погоды, позволяют прогнозировать и определенный уровень безопасности жизнедеятельности по погодным условиям. Как показано в [3], морские сооружения, возводимые на шельфе с целью разведочного бурения, а также нефтегазодобычи, подвергаются следующим внешним воздействиям:

нагрузкам от ветра, обледенения, снега;

влиянию экстремальных температур воздуха, в особенности выходящих за пределы нормативных амплитуд;

ледовым нагрузкам, возникающим при формировании ледового покрова, подвижках и перемещениях масс льда;

нагрузкам и воздействиям от ветрового волнения.

Кроме того, в зависимости от особенностей климата рассматриваемой шельфовой зоны, необходимо учитывать факторы атмосферной коррозии, вызываемой неблагоприятными сочетаниями высоких температур и высокой влажности воздуха, состав и структуру грунтов, составляющих морское дно. К факторам, осложняющим условия работы на сооружениях нефтегазодобычи морского шельфа, относятся низкие температуры, сочетания низких температур и сильного ветра, обледенение, сильное волнение. Эти факторы затрудняют перемещение персонала по платформе, работу с различными агрегатами установки, заставляют принимать дополнительные меры по защите людей.

В табл. 1 и 2 представлены средние многолетние значения количества дней с различными гидрометеорологическими критериями безопасности жизнедеятельности по 6-балльной системе, приводимой в [3] для каждого месяца. Для каждого балла указаны ожидаемые опасные явления погоды и условия производства.

Представленные значения числа дней рассчитывались по повторяемости опасных погодных явлений. Поскольку для каждого уровня безопасности жизнедеятельности (кроме 5 балла) достаточно реализации хотя бы одного явления, для повторяемости этого уровня необходимо определить суммарную вероятность всех опасных явлений, определяющих этот уровень (включая их сочетания). Знание таких типовых климатических характеристик различных уровней безопасности жизнедеятельности необходимо для оптимального планирования работ на шельфе, т. к. оно позволяет заранее оценить снижение их эффективности в том или ином месяце, а также оценить возможные убытки и дополнительные расходы, связанные с повышенными мерами безопасности и защиты людей.

Следует заметить, что при интенсивном атмосферном и брызговом обледенении помимо ухудшения условий работы персонала возможны серьезные нарушения работы средств связи. Кроме того, в указанных случаях необходимо для защиты людей от падения обломков льда устанавливать над рабочими площадками металлические сетки.

Таблица 1

Среднее многолетнее число дней с различными уровнями безопасности жизнедеятельности на шельфе Печорского моря (январь – июнь)

Балл	Опасные явления	Условия производства работ	Месяцы					
			I	II	III	IV	V	VI
5	нет	Работа без ограничений	11,3	9,6	14,2	18,7	27,6	28,2
4	Скорость ветра 15 – 20 м/с Температура воздуха -20 – -25 °С Слабое обледенение	Работа без ограничений. Применяются обычные меры безопасности	8,6	8,2	8,5	5,2	1,4	0,7
3	Скорость ветра 20 – 25 м/с Температура воздуха -25 – -30 °С Умеренное обледенение	Ограничения по отдельным видам работ. Дополнительные меры безопасности	6,0	6,5	6,1	4,0	1,2	0,5
2	Скорость ветра 20 – 25 м/с Температура воздуха ниже -30 °С Сильное обледенение	Ограничения по отдельным видам работ и во времени. Применяются меры защиты людей	4,3	2,6	2,0	1,6	0,4	0,4
1	Скорость ветра 25 – 30 м/с Температура воздуха ниже -25 °С	Полное прекращение работ	0,5	0,7	0,5	0,4	0,3	0,2
0	Скорость ветра более 30 м/с Появление айсберга в непосредственной близости от объекта	Угроза чрезвычайной ситуации. Эвакуация людей	0,3	0,4	0,2	0,1	0,1	0,1

Таблица 2

Среднее многолетнее число дней с различными уровнями безопасности жизнедеятельности на шельфе Печорского моря (июль – декабрь)

Балл	Опасные явления	Условия производства работ	Месяцы					
			VII	VIII	IX	X	XI	XII
5	нет	Работа без ограничений	29,4	30,2	28,6	27,1	16,1	14,1
4	Скорость ветра 15 – 20 м/с Температура воздуха -20 – -25 °С Слабое обледенение	Работа без ограничений. Применяются обычные меры безопасности	0,7	0,4	0,6	1,9	6,4	7,7

Продолжение табл. 2

3	Скорость ветра 20 – 25 м/с Температура воздуха -25 – -30 °С Умеренное обледенение	Ограничения по отдельным видам работ. Дополнительные меры безопасности	0,5	0,1	0,4	0,9	3,8	5,1
2	Скорость ветра 20 – 25 м/с Температура воздуха ниже -30 °С Сильное обледенение	Ограничения по отдельным видам работ и во времени. Применяются меры защиты людей	0,2	0,1	0,2	0,7	2,6	3,0
1	Скорость ветра 25 – 30 м/с Температура воздуха ниже -25 °С	Полное прекращение работ	0,2	0,1	0,1	0,2	0,7	0,7
0	Скорость ветра более 30 м/с Появление айсберга в непосредственной близости от объекта	Угроза чрезвычайной ситуации. Эвакуация людей	0,1	0,1	0,1	0,2	0,4	0,4

Все сказанное относится к стационарным буровым установкам. Что касается плавучих буровых установок, то для них определенные навигационные и иные трудности представляют такие опасные явления, как ограниченная видимость и штормовое волнение. Соответствующие параметры, рассчитанные по климатическим данным [1, 2, 5], представлены в табл. 3, где $n_{0,5}$ – число дней с видимостью 0,5 мили и менее; $n_{0,1}$ – число дней с видимостью 1 кабельтов и менее; f – вероятность ухудшения видимости в тумане до 1 кабельтова и менее; n_w – число дней с высотой волн 6 м и более. Согласно [4]

$$f = f_{0,1} / f_{0,5},$$

где $f_{0,1}$ – вероятность видимости 1 кабельтов и менее;
$f_{0,5}$ – вероятность видимости 0,5 мили и менее.

Таблица 3

Параметры ограниченной видимости и штормового волнения на акватории Печорского моря

Параметр	Месяцы											
	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII
$n_{0,5}$	3,3	3,0	4,5	3,0	3,0	4,5	2,4	2,4	1,5	1,2	1,8	1,8
$n_{0,1}$	0,3	0,3	0,9	1,2	0,3	1,2	1,2	1,2	0,6	0,3	0,0	0,0
f, %	70	10	20	40	8	26	47	50	40	25	0	0
n_w	лед	лед	лед	лед	лед	лед	<0,1	<0,1	<0,1	0,1	0,9	лед

Выводы

В целом представленные в статье данные достаточно полно характеризуют региональную погодозависимость в ее годовом ходе применительно к морской деятельности на шельфе Печерского моря и могут оказать существенную помощь при плановом освоении нефтегазовых месторождений этого региона.

Список литературы

1. Атлас Арктики. – М. : ГУНИО, 1985.
2. Брязгин Н.Н., Дементьев А.А. Опасные метеорологические явления в Российской Арктике. – СПб. : Гидрометиздат, 1996.
3. Глухов В.Г. Детализация параметров опасных для мореплавания явлений погоды // Эксплуатация морского транспорта. – 2007, № 2(48), с. 27 – 28.
4. Глухов В.Г., Шаронов А.Ю., Шматков В.А. Морская метеорология. – СПб. : издательство ГМА им. адм. С.О. Макарова, 2009. – 136 с.
5. Климат России. – СПб. : Гидрометиздат, 2004.
6. МОРСАР, вып. № 5, 2008, СПб., сентябрь 2008, 52 с.
7. МОРСАР, вып. № 6, 2007, СПб., июнь 2007, 44 с.
8. Рекомендации по подготовке персонала морских передвижных установок (МПУ). Резолюция А.891(21) ИМО. – СПб. : ЗАО ЦНИИМФ, 2000, 158 с.
9. Сборник характерных аварийных случаев на морском транспорте в период 2004 – 2006 годов. – СПб. : ЗАО ЦНИИМФ, 2007, 124 с.

УДК 629.562:347.796

СОСТОЯНИЕ АВАРИЙНОСТИ РЫБОПРОМЫСЛОВОГО ФЛОТА РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

В.В. Ярисов, *канд. техн. наук,*
ФГБОУ ВПО «Балтийская государственная академия рыбопромыслового флота»

Ключевые слова: *аварийность рыбопромыслового флота, остойчивость, крен, затопление, кораблекрушение, потеря остойчивости, опрокидывание*

1. Введение

Согласно данным ОАО «Гипрорыбфлот» (г. Санкт-Петербург) и Российского морского регистра судоходства [1], в рыбной отрасли по состоянию на 1 января 2010 г. числится 2359 единиц флота, в том числе около 65 % добывающих (из них 75 % – это малотоннажные суда), из которых на долю государственного сектора приходится менее 5 %.

Общий физический износ промыслового флота составляет около 65 %, причем пополнение флота осуществляется примерно на 60 % за счет морально и физически устаревших судов, приобретенных за рубежом.

Данные по возрастному составу основных групп промысловых судов свидетельствуют о том, что среди добывающих судов за пределами нормативных сроков службы находится около 50 % крупных и больших, около 43 % средних и около 75 % малых и маломерных судов.

Аварийность российского промыслового флота с 1995 по 2007 гг. наглядно представлена в табл. 1, 2, 3 [2 – 6]. К сожалению, с 2004 г. государственными надзорными организациями систематического сбора и анализа данных по аварийности судов рыбопромыслового флота не ведется.

2. Анализ отдельных кораблекрушений рыболовных судов

Кораблекрушение среднего рыболовного морозильного траулера (СРТМ) «НОВГОРОДЕЦ» в Норвежском море [4].

29 декабря 1995 г. примерно в 09 ч 20 мин по московскому времени в Норвежском море в координатах: 70° 31’9” северной широты, 19° 38’8” восточной долготы при следовании из района промысла в Данию для сдачи груза затонул СРТМ «НОВГОРОДЕЦ» (валовая вместимость – 744, мощность главного двигателя – 736 кВт, район плавания судна – не ограничен). В результате кораблекрушения погибло 10 чел. экипажа СРТМ.

Таблица 1

Состояние аварийности промыслового флота за 1995 – 2008 гг.

Год	Всего АС	Аварийные случаи				Гибель людей
		Кораблекрушения	Аварии	Аварийные происшествия	Эксплуатационные повреждения	
1995	139	7	3	101	28	13
1996	99	10	7	64	18	19
1997	100	5	2	75	18	7
1998	84	8	1	57	18	14
1999	81	7	–	69	5	12
2000	54	11	2	40	1	12
2001	54	5	3	46	–	7
2002	63	11	4	47	1	22
2003	51	5	4	40	2	5
2004	34	4	3	25	2	11
2005	59	2	2	37	18	2
2006	41	3	2	34	4	–
2007	39	2	–	19	16	2
ИТОГО	898	80	33	654	131	126

Таблица 2

Причины аварийности промыслового флота за 1995 – 2008 гг.

Год	Всего	Аварийность		
		Навигационная	Техническая	Пожары и взрывы
1995	139	81	47	11
1996	99	49	35	15
1997	100	53	40	7
1998	84	45	33	6
1999	81	36	39	6
2000	54	30	21	3
2001	54	22	26	6
2002	63	31	25	7
2003	51	27	20	4
2004	34	13	16	5
2005	59	31	18	10
2006	41	24	15	2
2007	39	18	16	5
ИТОГО	898	460	351	87

Таблица 3

Причины аварийных случаев с судами промыслового флота за 1995 – 2003 гг.

Год	Всего АС	Причины аварийных случаев							
		Правила судовождения	Нормы остойчивости и непотопляемости	ПТЭ	Некачественный ремонт	Износ, конструктивные недостатки	Правила пожарной безопасности	Стихия	Случайные причины
1995	139	50	5	28	13	10	11	13	9
1996	99	38	6	19	10	5	15	2	4
1997	100	43	5	18	10	9	7	3	5
1998	84	32	8	17	9	5	6	2	3
1999	81	39	1	16	8	8	6	1	3
2000	54	27	1	12	4	2	3	1	5
2001	54	10	2	10	5	11	5	1	10
2002	63	19	5	12	3	7	6	6	5
2003	51	12	3	6	4	12	4	5	5
ИТОГО	725	270	36	138	66	69	63	34	49

Утром 24 декабря 1995 г. СРТМ «НОВГОРОДЕЦ» завершил промысел и с полным грузом мороженной рыбной продукции снялся с промысла для следования в Данию.

Погода 24 – 25 декабря характеризовалась ветрами северо-западных и северных направлений скоростью 7 – 15 м/с с порывами до 15 – 20 м/с, ограниченной видимостью и условиями, способствующими интенсивному обледенению. Судно на протяжении всего перехода следовало с постоянным креном, угол которого составлял 2 – 3°, но постепенно начал увеличиваться.

Около 7 ч утра (по свидетельству старшего помощника капитана) на верхнюю палубу с правого борта зашла крупная волна, под действием которой судно резко накренилось на правый борт, выпрямилось на непродолжительное время, вновь накренилось на 30° и осталось лежать в этом положении. Попытки развернуть судно носом на волну не увенчались успехом, т. к. в этот момент произошло обесточивание рулевой машины. Была объявлена общесудовая тревога и приняты меры по спасению экипажа.

Непосредственной причиной гибели СРТМ «НОВГОРОДЕЦ» явилась потеря остойчивости, приведшая к большому крену, вследствие которого произошло затопление внутренних помещений и последующее затопление судна.

Снижение остойчивости могло произойти при попадании забортной воды на главную палубу (в этом случае остойчивость судна становилась отрицательной), попадании воды во внутренние помещения, от обледенения корпуса, палуб, надстроек, рангоута и такелажа (по показаниям свидетелей околка льда двое суток не производилась).

Кораблекрушение приемно-транспортного рефрижератора (ПТР) «СИСАФИКО-02» в Татарском проливе [6].

11 января 1996 г. в 06 ч утра по сахалинскому времени при переходе из порта Корсаков в порт Холмск в условиях шторма опрокинулся и затонул на траверзе мыса Лопатина в дистанции 1,5 мили ПТР «СИСАФИКО-02» (46° 36’ северной широты, 146° 46’6” восточной долготы). Было темное время суток, ветер северного направления скоростью до 20 м/с (порывами до 35 м/с), снег, плохая видимость, высота волны составляла 2 – 4,5 м, температура воздуха – от -2 до -7 °С, температура воды – +2 °С. В результате кораблекрушения из находящихся на борту 9-ти членов экипажа 5 чел. погибло.

Утром 8 января 1996 г. ПТР «СИСАФИКО-02» (валовая вместимость – 190, грузоподъемность – 57 т, мощность главного двигате-

ля – 232 кВт, год постройки – 1992, бортовой номер – 0098), получив благоприятный метеопрогноз, направлялся из порта Корсаков в порт Холмск на базу ремонта. На подходе к мысу Крильон погода резко ухудшилась. В ожидании улучшения погоды капитан принял решение отстояться в бухте Морж, берега которой создают естественное укрытие от ветров северных и западных румбов. К концу суток 10 января ветер изменил направление на восточное и усилился до 15 м/с. Капитан принял решение сняться с якоря и следовать в район мыса Кузнецова для укрытия от ветров восточных румбов. В 22.00 ПТР «СИСАФИКО-02» снялся с якоря и последовал в указанный район. Прибыв к назначенному ранее месту стоянки в район мыса Кузнецова, капитан изменил решение о постановке судна на якорь и решил следовать по назначению в порт Холмск. Принятое им новое решение он мотивировал тем, что на пути следования наблюдался восточный ветер скоростью 8 – 10 м/с и волнение моря с высотой волны до 1 м, что позволяло следовать до порта Холмск.

В целом показания капитана о состоянии погоды подтверждаются справкой ГУ «Сахалинское управление по гидрометеорологии и мониторингу окружающей среды» и расчетом средней скорости судна на переходе от бухты Морж до мыса Лопатина. Однако решение о продолжении плавания до порта Холмск, принятое только по одному фактору, такому как наличие фактически благоприятных погодных условий на одном из участков перехода, явилось ошибочным.

Капитан, принимая решение о продолжении плавания, не проанализировал карту погоды по Южной части Татарского пролива, в связи с этим не определил целесообразность дальнейшего следования по маршруту, так как заход в порт Холмск при сильных ветрах западных румбов невозможен. Во время сеанса радиосвязи с СТР «КАМСКИЙ» в 05.00 ч 11.01.1996 г. капитан СТР «КАМСКИЙ» сообщил капитану ПТР «СИСАФИКО-02» о неблагоприятных погодных условиях в данном районе, сильном северном ветре скоростью до 23 м/с, крупной зыби до 4-х м и сильном снегопаде. Предупредил, что погода не благоприятна для такого типа судна, как ПТР «СИСАФИКО-02».

В 05.40 судно следовало курсом 10° при 230 об/мин, наблюдался сильный северный ветер и волна высотой до 4-х м. Пройдя прежним курсом еще примерно 10 мин, капитан дал рулевому команду лечь на курс 190° (поправка компаса –10°), ход судна был малый. Спустя 10 мин, судно резко завалилось на правый борт. Угол крена судна в это время составлял примерно 50°, на правом борту находилась большая масса воды, доходившая до уровня верхней кромки носовой

тамбучины. Судно не выравнивалось и, по показаниям капитана, медленно разворачивалось лагом к волне, руль находился в положении «право на борт», главный двигатель работал малым ходом.

Очередным накатом волны судно полностью положило на правый борт. Спустя примерно 2 – 3 мин, судно опрокинулось вверх килем. С момента получения чрезмерного крена до окончательного опрокидывания судна прошло примерно 15 – 20 мин.

По результатам проведенного расследования было принято решение о дополнительной укладке твердого балласта и корректировке информации об остойчивости для судов типа ПТР-150, а также о введении ограничений по скорости ветра (до 14 м/с) для эксплуатации таких судов в Дальневосточном бассейне.

3. Выводы

Наиболее существенные выводы, вытекающие из выполненного анализа, сводятся к следующему:

общий физический износ промыслового флота составляет около 35 %, причем пополнение флота осуществляется примерно на 60 % за счет морально и физически устаревших судов, приобретенных за рубежом;

данные по возрастному составу основных групп промысловых судов свидетельствуют о том, что среди добывающих судов за пределами нормативных сроков службы находится около 50 % крупных и больших, около 43 % средних и около 75 % малых и маломерных судов;

аварийность промыслового флота, несмотря на положительную динамику, остается на высоком уровне.

Список литературы

1. Регистровая книга морских судов. – СПб. : Российский морской регистр судоходства, 2010.

2. Сараев В.Ф. Аварийность судов рыбопромыслового флота Российской Федерации за 2006 г. / Безопасность мореплавания и ведения промысла. – Вып. 126. – Федеральное агентство по рыболовству, Гипрорыбфлот. – СПб. : Судостроение, 2007. – С. 3 – 10.

3. Сараев В.Ф. Аварийность судов рыбопромыслового флота Российской Федерации за 2007 г. // Безопасность мореплавания и ведения промысла. – Вып. 126. – Федеральное агентство по рыболовству, Гипрорыбфлот. – СПб. : Судостроение, 2008. – С. 3 – 8.

4. Ярисов В.В. Анализ аварий судов от потери остойчивости в условиях заливания палубы : учебное пособие. – СПб. : Судостроение, 2005. – 128 с., ил.

5. Ярисов В.В. Анализ отдельных аварий малотоннажных рыболовных судов на попутном волнении // Безопасность мореплавания и ведение промысла. – Вып. 106. – Департамент по рыболовству Минсельхозпрода России. Отдел мореплавания и портов, Гипрорыбфлот. – СПб. : Гидрометеоиздат, 1998. – С. 38 – 44.

6. Ярисов В.В. Особенности эксплуатации малотоннажных судов на попутном волнении в условиях заливания палубы в свете обеспечения безопасности мореплавания : учебное пособие. – СПб. : Судостроение, 2003. – 48 с., ил.

УДК 629.5

ОПЫТ СТРОИТЕЛЬСТВА НА КЛАСС РЕГИСТРА НАУЧНО-ЭКСПЕДИЦИОННОГО СУДНА «АКАДЕМИК ТРЁШНИКОВ»

Э.К. Блинов, *проф., д-р техн. наук,*
ФГУ «Российский морской регистр судоходства»
К.А. Алексеев, *канд. техн. наук, ГУ «ААНИИ»*

Ключевые слова: *научно-экспедиционное судно «АКАДЕМИК ТРЁШНИКОВ», строительство экспедиционных судов для России, Российская антарктическая экспедиция, РАЭ, ААНИИ, Росгидромет РФ, ОАО «Адмиралтейские верфи», Российский морской регистр судоходства*

29 марта 2011 г. на ОАО «Адмиралтейские верфи» в Санкт-Петербурге состоялся торжественный спуск на воду нового научно-экспедиционного судна (НЭС) «АКАДЕМИК ТРЁШНИКОВ», предназначенного для обслуживания антарктических экспедиций. Судно строится на класс и под техническим наблюдением Российского морского регистра судоходства (РС). Заказчиком-застройщиком судна является Российский научно-исследовательский институт Арктики и Антарктики (ГУ ААНИИ), в составе которого в целях наблюдения за строительством НЭС была создана специальная группа наблюдения. Заказчиком-инвестором является Федеральная служба по гидрометеорологии и мониторингу окружающей среды Министерства природных ресурсов и экологии РФ (Росгидромет). Финансирование полностью осуществляется за счет государственных бюджетных ассигнований.

В период подготовки к началу строительства НЭС все участники процесса руководствовались директивами Правительства РФ, которые были приняты последовательно:

в 2001 г. – постановление Правительства РФ № 685 от 24.09.01 г. «О мерах по обеспечению интересов РФ в Антарктике и деятельности Российской антарктической экспедиции (РАЭ) в 2002 – 2005 г.» [6]; и

в 2005 г. – распоряжение Правительства РФ №713-р от 02.07.05 г. «Об организации деятельности РАЭ в 2006 – 2010 г.» [5].

Данными директивами было предусмотрено использование ГУ ААНИИ как основной морской составляющей в исследованиях, проводимых РФ в полярных районах Земли. Кроме того, указанные директивы предписывали Росгидромету совместно с ГУ ААНИИ обеспечить проектирование и строительство высокотехнологичного НЭС для проведения научных исследований РАЭ, а также его последующего применения в качестве субститута НЭС «АКАДЕМИК ФЕДОРОВ», эксплуатирующегося в настоящее время.

Во исполнение правительственных директив руководством Росгидромета, генеральными директорами ГУ ААНИИ и РС были изданы внутренние распоряжения и приказы, организующие работу по началу проектирования нового НЭС и созданию внутренних структур в своих подразделениях для участия в выполнении этого большого и важного проекта.

Известно, что в 1997 г. Правительством РФ были разработаны нормативно-правовые акты, регулирующие деятельность РАЭ: Перечень минимально допустимых параметров деятельности РАЭ и Мероприятия по обеспечению деятельности РАЭ в режиме минимально допустимых параметров на 1997 – 2001 годы. Утверждены они были постановлением Правительства РФ от 28.08.97 г. № 1113 [4] в преддверии экономического кризиса 1998 г. Ими предписывалась необходимость ограничить экспедиционные работы РАЭ одним судном. И в качестве такого судна до настоящего времени реально был задействован только т/х «АКАДЕМИК ФЕДОРОВ». Данное постановление предусматривало сокращение выделяемых бюджетных средств и серьезно повлияло на сроки процессов проектирования нового НЭС.

За основу технико-экономического обоснования (ТЭО) нового судна были взяты типовые условия и требования к НЭС по обеспечению работ РАЭ, которые вытекают из целей, задач и параметров функционирования экспедиции, определенных постановлением Правительства РФ № 1113 [4] и программных задач, предусмотренных подпрограммой «Изучение и исследования Антарктики» федеральной целевой программы «Мировой океан». Эта программа была одобрена Указом Президента Российской Федерации от 17.01.97 № 11 [3] и конкре-

тизирована постановлением Правительства Российской Федерации от 22.02.97 №192 «О разработке федеральной целевой программы «Мировой океан» [8]. Так же были использованы Правила классификации и постройки морских судов [7] (Правила РС).

Несмотря на жесткие сроки, в ЦНИИ им. акад. А.Н. Крылова при участии всех заинтересованных сторон был создан практически новый проект НЭС, призванный, по оценке экспертов, обеспечить более безопасные технологические условия проведения научных исследований, а также более комфортные условия работы экипажа судна и персонала будущих экспедиций. Этот новый проект был рассмотрен и одобрен в РС. Рабочее проектирование судна началось сразу же после утверждения Технического проекта и подписания всеми заказчиками Государственного контракта на строительство НЭС с ОАО «Адмиралтейские верфи». И сейчас работы ведутся полным ходом при активном взаимодействии КБ ОАО «Адмиралтейские верфи», группы наблюдения ГУ ААНИИ и аккредитованных на ОАО «Адмиралтейские верфи» инспекторов участка Балтийского филиала РС. Судно строится в соответствии с требованиями Правил РС и под его техническим наблюдением, а также в соответствии с имеющимися правилами, инструкциям и другими документами, регламентирующими постройку судов гражданского назначения.

Новому судну будет присвоен символ класса **KM ⊛ Arc7 2 AUT2 (Special purpose vessel)** – специального назначения, с неограниченным районом плавания, включая одиночное плавание и дрейф в ледовых условиях антарктических морей и плавание в тропических морях.

Необходимо отметить, что на протяжении долгого времени суда подобного класса и назначения не строились в России. Таким образом, новое судно должно стать не единичным изделием, а прототипом будущего специализированного научно-исследовательского флота России.

Соответствующий договор на освидетельствование судна в постройке был заключен и с РС. Стоимость контракта на строительство НЭС составляет на сегодняшний день более 5 млрд руб.

Цели и задачи для будущего судна были предметом серьезных дискуссий и экспертиз на всех этапах подготовки ТЭО, разработки и утверждения Технического проекта. Наиболее обсуждаемыми были вопросы, касающиеся качественных параметров нового судна для условий его работы при экстремально низких температурах полярных регионов Земли.

В период проектирования НЭС наибольшее внимание было уделено возможности дополнительно внести в формат проекта требований по разделу «Winterization», выбору оптимальной схемы СЭУ, ГЭУ, ВРК. Так, например, заказчиком-застройщиком поднимался вопрос по внесению изменений в примененную проектантом, не совсем удачную схему компоновки СЭУ из 3-х главных дизель-генераторов (ГДГ), тогда как ГУ ААНИИ и РС предлагали применить, как более надежную, схему СЭУ из 4-х ГДГ одинаковой мощности.

Необходимость и обоснованность некоторых изменений Технического проекта НЭС, предлагаемые заказчиком-застройщиком, были, как правило, всегда детально обоснованы и аргументированы и тщательно рассматривались РС.

Однако, как пример, несмотря на аргументы и доводы в предложении заказчика-застройщика, которые были направлены на оптимизацию схемы СЭУ с целью повышения ее надежности и снижения расхода топлива и которые были поддержаны РС, в конечном итоге не были учтены ОАО «Адмиралтейские верфи». В основном это произошло из-за отсутствия времени на переработку Технического проекта. Степень актуальности этой нерешенной проблемы покажут предстоящие испытания при сдаче судна и его дальнейшая эксплуатация.

В соответствии с окончательно утвержденным Техническим проектом новое судно строится двухпалубным, с развитым баком и носовой грузовой площадкой, с развитой в корму средней надстройкой, кормовой вертолетной площадкой и вертолетным ангаром, со средним расположением машинных помещений, двухвальной дизель-электрической энергетической установкой переменного тока частотой 50 Гц, напряжением 6,3 кВ, суммарной мощностью около 16800 кВт, винтами фиксированного шага, носовым и кормовым подруливающими устройствами (ПУ), с грузовыми топливными танками, помещениями для перевозки взрывоопасных грузов, сухогрузными и рефрижераторными трюмами.

Технические характеристики судна:

наибольшая длина – 133,57 м;
длина между перпендикулярами – 124 м;
наибольшая ширина – 23 м;
высота борта – 13,5 м;
осадка (при полном водоизмещении) – 8,5 м;
полное водоизмещение – 16900 т;
пассажировместимость, в т. ч. экипаж – 139 чел.

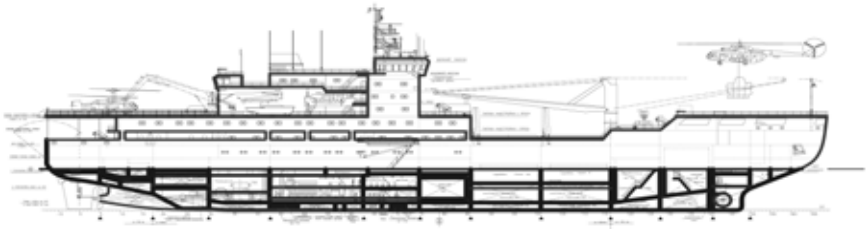


Рис. 1
Общее расположение (боковой вид) судна

В соответствии с Техническим проектом с помощью данного судна можно будет решать следующие экспедиционные задачи:

перевозка специалистов для замены персонала антарктических станций;

доставка грузов, необходимых для функционирования антарктических станций, включая продовольствие, топливо, научное оборудование, транспортную технику, самолеты, газовые баллоны, запчасти, расходные материалы и др.;

обеспечение выгрузки доставленных грузов и людей на необорудованный берег, ледяной барьер, припай;

проведение научно-исследовательских работ в Мировом океане, а также изучение природных процессов и явлений в Антарктическом регионе Земли;

вывоз персонала РАЭ в РФ после его замены;

вывоз отходов и мусора из Антарктики и многое другое.

В процессе совместной работы всех заинтересованных сторон была разработана и внедрена методика мониторинга процесса строительства НЭС на всех этапах его строительства, как со стороны заказчика, так и со стороны органов технического наблюдения. Ниже представлена блок-схема действующей структуры мониторинга процесса строительства НЭС «АКАДЕМИК ТРЁШНИКОВ» на ОАО «Адмиралтейские верфи».

Очень важно, что все специалисты имеют большой опыт работы, как по эксплуатации, так и в постройке именно судов ледового класса. Подтверждением тому служат проявленные ими уже на первом этапе строительства судна высокий профессионализм, компетентность, активность в защите интересов заказчика НЭС, корпоративная этика и производственная дисциплина.

БЛОК-СХЕМА
действующей структуры мониторинга процесса строительства
НЭС «АКАДЕМИК ТРЁШНИКОВ»

Рис. 2

Специалисты группы наблюдения ГУ ААНИИ и участка Балтийского филиала РС на ОАО «Адмиралтейские верфи» проделали большую работу по изучению всех документов контракта и корректировке Технического проекта. Специалисты РС в назначенный срок закончили рассмотрение откорректированного Технического проекта. В процессе работы специалистами РС и ГУ ААНИИ были выявлены недостатки и недоработки в технических решениях судна, которые, в некоторых случаях, могли бы представлять опасность для плавания судна и жизни людей. Их удалось исправить в результате работы по совершенствованию проекта. Подготовленный специалистами список замечаний и предложений, направленных на реальное улучшение проекта, был признан ОАО «Адмиралтейские верфи», одобрен РС и внедрен в производство.

Особенно следует отметить работу специалистов по корректировке Технического проекта НЭС в период с ноября 2008 г. по май 2009 г. Именно тогда на рассмотрение проектанта и ОАО «Адмиралтейские верфи» были вынесены особо важные замечания и предложения, направленные на улучшение эксплуатационных качеств строящегося НЭС, в том числе по:

компоновке схемы ГЭУ;

внесению изменений в компоновку машинно-котельного отделения (МКО);

установке на судне антикоррозионной защиты;

выведению на палубу бака приводов клапанов (пара или горячей воды) для системы борьбы с обледенением;

оборудованию дополнительных колодцев осушения в МКО;

оборудованию устройства укрытия над манифольдами;

оборудованию системы перепуска между грузовыми танками дизельного и авиационного топлива;

применению автоматических швартовных лебедок и клюзов с вращающимися роульсами;

увеличению вылета кормового крана г/п 12 т Пр. Б (с 16 до 18 м);

увеличению количества видеокамер наблюдения в МКО;

дооборудованию рабочего катера носовой лебедкой, локатором и эхолотом;

изменению системы стоков с вертолетной палубы;

разделению системы сточных вод на два контура и установлению двух вакуумных установок вместо одной и др.

Большинство перечисленных предложений были одобрены РС, затем признаны проектантом обоснованными, согласованы с заказчиком и ОАО «Адмиралтейские верфи» и в настоящее время реализуются в процессе строительства судна.

На данный момент с начала реализации Государственного контракта прошло почти три года. По мере продвижения процесса строительства НЭС к ранее сделанным предложениям добавились новые вопросы, требующие анализа и уточнения, например:

повышение уровня качества отделки жилых и служебных помещений;

дооборудование грузовых кранов г/п 12 т специальными утепленными кабинами;

изменение конструкции и параметров безопасности насосов для перекачки авиатоплива;

проблемы функционирования насосов пожарной системы и т. д.

Предполагается, что данные предложения будут учтены строителями судна при ведении достроечных работ.

На рис. 3 показан этап постройки НЭС на стапелях ОАО «Адмиралтейские верфи» в 2010 г.

Необходимо особо отметить, что продолжает функционировать предложенная специалистами группы наблюдения ГУ ААНИИ систе-

Рис. 3

ма мониторинга, действующая в режиме реального времени и помогающая контролировать ход строительства судна. На рис. 4 приводится фрагмент одного из графиков мониторинга процесса строительства судна по состоянию на 30 июля 2010 г. при предполагаемом завершении строительства в середине 2012 г.

На рис. 5, 6 приведены фотографии отдельных важных компонентов НЭС, находящихся под техническим наблюдением РС и группы наблюдения ГУ ААНИИ.

Так же заслуживают особого внимания вопросы, касающиеся предполагаемых условий плавания НЭС «АКАДЕМИК ТРЁШНИКОВ» во льдах. РС в дополнение к основному символу класса для нового НЭС был назначен знак категории ледовых усилений **Arc7**. При выборе знака категории ледовых усилений РС в проекте теоретически были учтены рекомендации по осредненным количественным данным о допускаемых нагрузках в районах эксплуатации при условии плавания во льдах в соответствии с требованиями 2.2 части I «Классификация» Правил РС [7]. Однако это говорит о том, что РС вводит и оговаривает ограничения по использованию данной информации для практического применения выбора условий и режимов плавания во льдах. Указанные требования носят только рекомендательный характер. Тогда возникает вопрос, что капитану судна для успешного решения задач в условиях ледового плавания необходимо знать реальную

График выполнения работ по изготовлению конструкций в цехах, приемке и формированию корпуса НЭС пр. № 22280 на стапеле ОАО «Адмиралтейские верфи»

Строит. район	*Номер секции*									
I	**1101A**	**1101B**	**1102A**	**1102B**	**1103A**	**1103B**	**2101**	**2102**	**2103**	**2104**
	2105	2106	3101	3102	3103	3104	3105	3106	4101	4102
	4103	4104	4105	4106	4107	4108	5101	5102	5103	6101
	6102	6103	7101	7102	7103	7104	7105	7106	3107	
II	1201A	1201B	1202A	1202B	1203A	1203B	5201A	5201B	6201A	6201B
	6202A	6202B	6203	7201	7202	7203	7204	7205	7206	3201,02
III	1301A	1301B	1302A	1302B	1303A	1303B	1304A	1304B	2301	2302
	2303	2304	2305	2306	2307	2308	3301	3302	3303	3304
	3305	4301	4302	4303	4304	4305	5301	5302	5303	5304
	5305	6301	6302	6303	6304	6305	6306	6307	7301	7302
	7303	7304	7305	7306	7307	7308	7309			
IV	1401A	1401B	1402	1403	2401A	2401B	2402A	2402B	2403A	2403B
	3401	3402	3403	3404	3405	5401	6401	6402A	6402B	7401
	7402	7403	7404A	7404B	7405A	7405B	7406			
V	8501	**8502**	**8503**	**8504**	**8505**	8506	8507	8508	8509	8510
	8511	8512	8513	8514	**8515**	**8516**	**8617**	**8518**	**8519**	8520
	8521	8522	8523	8524	8525	8526	8527	8528	8529	8530
	8531	**8532**	**8533**	8534	8535	8536	**8537**	**8538**	**8539**	8540
	8541	8542	8543	8544	8545	8546	8547	8548		

– сдано на стапеле без замечаний.

– сдано в предсборке.

– установлено на стапеле.

Рис. 4
Пример графика мониторинга процесса строительства корпуса НЭС в цехах ОАО «Адмиралтейские верфи»

ледовую обстановку и специфику работы в конкретных условиях и принимать решения по движению судна особенно взвешено. Иными

Рис. 5
Лопасти гребных винтов НЭС «АКАДЕМИК ТРЁШНИКОВ»

Рис. 6
Валовые линии НЭС «АКАДЕМИК ТРЁШНИКОВ»

словами, указанное противоречие обусловливает необходимость наличия на данном судне системы мониторинга воздействия льда на корпус судна и специальной аппаратуры, установка которой была авторами неоднократно рекомендована заказчику.

Очень важно понимать, что одной из главных особенностей работы таких судов в морях Антарктиды является их одиночное плавание, когда судну приходится самостоятельно преодолевать многокилометровые перемычки льда или прокладывать путь в припае с помощью набегов. В данных условиях имеет место максимальная нагрузка на корпус судна. В связи с этим, первостепенное значение приобретают такие вопросы, как оценка ледовых нагрузок на корпус судна и выбор оптимального режима движения. Общеизвестно, что ледовая прочность корпуса судна должна быть в пределах, исключающих серьезные повреждения его льдом. Таким образом, ледовому статусу данного НЭС придается особое значение. Именно поэтому в ГУ ААНИИ и РС ведутся всесторонние исследования ледовых качеств судов. Одним из удачных примеров практической реализации таких разработок является так называемый «ледовый паспорт» – документ, регламентирующий работу конкретного судна в различных реальных ледовых условиях.

Учитывая вышеизложенное, а так же предполагаемую специфику работы нового НЭС, до его сдачи в эксплуатацию необходимо выполнить разработку «ледового паспорта», использование данных которого позволит более эффективно эксплуатировать судно в условиях автономного плавания и при проводке ледоколом, выбирать оптимальные режимы скорости в конкретных ледовых условиях, обоснованно составлять график работы судна и др.

Новый 2011 г. начался с того, что 31 марта 2011 г. судно было спущено со стапелей ОАО «Адмиралтейские верфи» и поставлено к достроечному причалу (рис. 7, 8).

Начало проведения швартовных и далее подготовка ходовых испытаний были запланированы ОАО «Адмиралтейские верфи» на август текущего года. Однако этого не произошло, и сдача судна может перейти на 2012 г.

У специалистов РС и ГУ ААНИИ все еще возникают трудности, в области сотрудничества по некоторым вопросам строительства судна с отдельными структурами ОАО «Адмиралтейские верфи». Они обусловлены влиянием человеческого фактора, особенно в части совершенствования некоторых разделов действующего Технического проекта, внесением в него дополнений и изменений РС и ГУ ААНИИ,

Рис. 7

Рис. 8

Рис. 9

основанных на практическом опыте при эксплуатации таких судов в ледовых условиях. Все изменения и дополнения были предложены в целях повышения качества строительства данного судна. При этом следует отметить плодотворное сотрудничество группы наблюдения ГУ ААНИИ и инспекторов РС, осуществляющих техническое наблюдение за постройкой, а также понимание необходимости обобщить опыт строительства судов специального назначения для применения в будущем при выполнении федеральной целевой программы РФ по освоению Арктики и Антарктики.

В заключение авторам статьи хочется выразить уверенность, что, несмотря на перечисленные трудности, заказчики и страна в ближайшие сроки получат новое высококачественное НЭС с ледовым классом РС под названием т/х «АКАДЕМИК ТРЁШНИКОВ» для работы с будущими РАЭ.

Список литературы

1. Алексеев К.А. Технология и опыт обеспечения строительства уникального экспедиционного судна «АКАДЕМИК ТРЁШНИКОВ» // Российские полярные исследо-

вания / Информационно-аналитический сборник. – СПб. : ГУ ААНИИ, 2011. – №2 / 4 ISSN 2218-5321.

2. Блинов Э.К. Совершенствование деятельности Российского морского регистра судоходства в области нового судостроения // Науч.-техн. сб. Российского морского регистра судоходства. – Вып. 33. – СПб., 2010. – С. 36 – 43.

3. Изучение и исследования Антарктики : подпрограмма федеральной целевой программы «Мировой океан» : [одобрена Указом Президента Российской Федерации от 17.01.97 № 11]. URL: http://fcp.economy.gov.ru/cgi-bin/cis/fcp.cgi/Fcp/ViewFcp/View/2011/27 (дата обращения: 31.10.2011).

4. О деятельности Российской антарктической экспедиции: постановление Правительства РФ от 28.08.97 г. № 1113 // Собрание Законодательства РФ. – 1997. – № 36. – Ст. 4211.

5. О деятельности Российской антарктической экспедиции в 2006 – 2010 годах: распоряжение Правительства РФ №713-р от 02.06.05 г. // Собрание Законодательства РФ. – 2005. – № 24. – Ст. 2391.

6. О мерах по обеспечению интересов Российской Федерации в Антарктике и деятельности Российской антарктической экспедиции в 2002 – 2005 г.: постановление Правительства РФ № 685 от 24.09.01 г. // Собрание Законодательства РФ. – 2001. – № 40. – Ст. 3850.

7. Правила классификации и постройки морских судов. – СПб. : Российский морской регистр судоходства, 2011.

8. О разработке федеральной целевой программы «Мировой океан»: постановление Правительства Российской Федерации от 22.02.97 № 192. URL: http://www.referent.ru/1/21273 (дата обращения: 31.10.2011).

9. Развитие гражданской морской техники на 2009 − 2016 годы : федеральная целевая программа: [утверждена постановлением Правительства Российской Федерации от 21 февраля 2008 г. № 103]. URL: http://fcp.economy.gov.ru/cgi-bin/cis/fcp.cgi/Fcp/ViewFcp/View/2013/260 (дата обращения: 31.10.2011).

10. Развитие транспортной системы России на 2010 − 2015 годы: федеральная целевая программа : [утверждена постановлением Правительства Российской Федерации от 20 мая 2008 г. № 377]. URL: http://www.mintrans.ru/documents/detail.php?ELEMENT_ID=9806 (дата обращения 31.10.2011).

11. Решетов Н.А., Блинов Э.К. Участие Российского морского регистра судоходства в арктической стратегии Российской Федерации // Науч.-техн. сб. Российского морского регистра судоходства. − Вып. 32. − СПб., 2009. − С. 3 – 9.

12. Секретарь Совета безопасности РФ Николай Патрушев: «Судостроению нужна модернизация» / Дмитрий Литовкин // Известия. − 2010. − 10 июня. URL: http://www.izvestia.ru/news/362605 (дата обращения 03.11.2011).

13. Транспортная стратегия Российской Федерации на период до 2030 года: федеральная целевая программа: [утверждена распоряжением Правительства Российской Федерации от 22 ноября 2008 г. № 1734-р]. URL: http://www.mintrans.ru/upload/iblock/3cc/ts_proekt_16102008.pdf (дата обращения: 31.10.2011).

14. Устав ГУ «Арктический и Антарктический научно-исследовательский институт». – СПб., 2008.

УДК 629.5.011:351.813.227

О РАСШИРЕНИИ КЛАССИФИКАЦИОННОЙ СИМВОЛИКИ РЕГИСТРА ПРИМЕНИТЕЛЬНО К СУДАМ ОГРАНИЧЕННОГО РАЙОНА ПЛАВАНИЯ

М.С. Бойко, *ФГУ «Российский морской регистр судоходства»*
М.А. Кутейников, *д-р техн. наук,*
ФГУ «Российский морской регистр судоходства»
Г.В. Маркозов, *канд. техн. наук, ЗАО «ЦНИИМФ»*

Ключевые слова: *Правила Регистра, суда ограниченного района плавания, нормирование*

В действующих Правилах классификации и постройки морских судов (далее – Правила Регистра) [1] предусмотрена следующая классификация судов ограниченного района плавания (табл. 1):

Таблица 1

Знаки ограничения района плавания в действующих Правилах Регистра

Знак ограничения	Ограничение
1	2
R1	Плавание в морских районах на волнении с высотой волны 3%-ной обеспеченности 8,5 м, с удалением от места убежища не более 200 миль и с допустимым расстоянием между местами убежища не более 400 миль
R2	Плавание в морских районах на волнении с высотой волны 3%-ной обеспеченности 7,0 м, с удалением от места убежища не более 100 миль и с допустимым расстоянием между местами убежища не более 200 миль
R2-RSN	Смешанное (река-море) плавание на волнении с высотой волны 3%-ной обеспеченности 6,0 м, с удалением от места убежища: в открытых морях не более 50 миль и с допустимым расстоянием между местами убежища не более 100 миль; в закрытых морях не более 100 миль и с допустимым расстоянием между местами убежища не более 200 миль

Продолжение табл. 1

1	2
R3-RSN	Смешанное (река-море) плавание на волнении с высотой волны 3%-ной обеспеченности 3,5 м, с учетом конкретных ограничений по району и условиям плавания, обусловленных ветроволновыми режимами бассейнов, с установлением при этом максимально допустимого удаления от места убежища, которое не должно превышать 50 миль
R3	Портовое, рейдовое и прибрежное плавание в границах, установленных Регистром в каждом конкретном случае

При этом имеющиеся категории ограничения района плавания **R3-RSN** и **R2-RSN** сильно различаются по величине допустимого удаления от мест убежища, а ограничение высоты волны $h_{3\%} \leq 3{,}5$ м у категории **R3-RSN** еще более отрицательно влияет на эксплуатационные возможности. Ограничение по высоте волны $h_{3\%} \leq 6{,}0$ м у категории **R2-RSN** существенно повышает требования к прочности корпуса судна и, как следствие, приводит к увеличению массы стального корпуса и снижению экономической эффективности судна.

На рис. 1 приведено графическое представление области ограничения районов плавания в зависимости от высоты волны 3%-ной обеспеченности $h_{3\%}$, показана область $h_{3\%} \leq 4{,}5$ м, которая в действующих Правилах Регистра не выделяется в отдельную категорию.

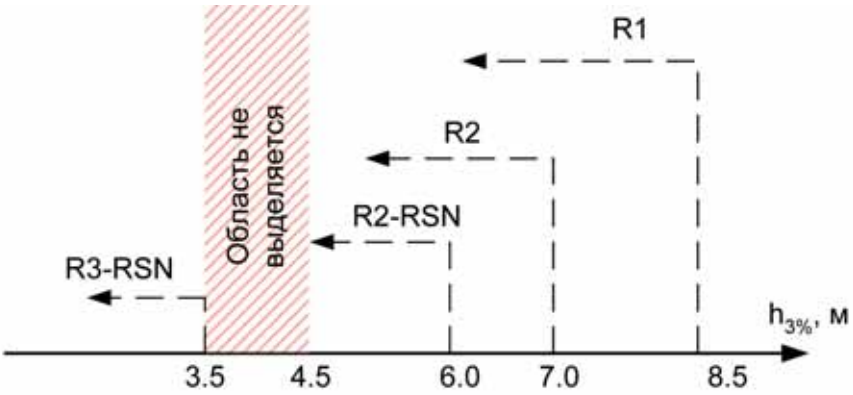


Рис. 1
Знаки ограничения района плавания
в зависимости от высоты волны 3%-ной обеспеченности

Повышенный интерес судовладельцев обусловил необходимость введения промежуточной категории ограничения района плавания **R2-RSN(4,5)**, позволяющей устранить упомянутые недостатки имеющихся категорий.

В связи с вышеуказанным, с целью расширения классификационной символики Правил Регистра применительно к судам ограниченного района плавания, предлагается ввести следующую новую категорию ограничения района плавания:

R2-RSN(4,5) – смешанное река-море плавание на волнении с высотой волны 3%-ной обеспеченности 4,5 м, с удалением от места убежища:

в открытых морях не более 50 миль и с допустимым расстоянием между местами убежища не более 100 миль;

в закрытых морях не более 100 миль и допустимым расстоянием между местами убежища не более 200 миль.

Как видим, знак имеет те же ограничения по удалению от места убежища, однако ограничен допустимой высотой волны 3%-ной обеспеченности до 4,5 м.

Введение нового знака в символ класса требует выполнения комплексной задачи по пересмотру нормативной базы Регистра для судов ограниченного района плавания. На начальном этапе необходимо провести обзор существующих требований к судам ограниченного района плавания, оценить их достоинства и недостатки, выявить основные факторы, влияющие на уровень требований к судам данного типа. В результате выполнения такого анализа можно сформулировать принципиальные подходы к нормированию, в частности волновых нагрузок на корпус судов категории **R2-RSN(4,5)** как одному из наиболее существенных факторов, подлежащих учету при нормировании.

На следующем этапе работ необходимо провести анализ характеристик ветро-волновых режимов в предполагаемых районах эксплуатации судов категории **R2-RSN(4,5)**. Начиная с 2003 года, выпущены новые справочники Регистра по ветро-волновым режимам в различных акваториях (взамен справочных данных 1974 года), которые в ряде случаев могут иметь отличия от использовавшихся ранее (см., например, [2]). С указанной задачей тесно связана задача анализа данных по оправдываемости прогнозов волнения. Возможность попадания судна ограниченного плавания, имеющего жесткие ограничения по погодным условиям, на опасное волнение во многом определяется надежностью прогноза волнения. В связи с этим следу-

ет выяснить связь между расчетными волновыми нагрузками на судно смешанного плавания и статистическими характеристиками оправдываемости прогнозов интенсивности волнения.

На основе полученных расчетных ветро-волновых условий в районе эксплуатации, данных о расстоянии между местами убежища и информации об оправдываемости волнения необходимо оценить (спрогнозировать) уровень общих и местных волновых нагрузок на корпус судна. Архитектурно-конструктивные особенности корпуса судна смешанного плавания (например, относительно низкая изгибная жесткость корпуса, низкий надводный борт) оказывают, в частности, большое влияние на динамические нагрузки при слеминге и заливаемости. Для определения величины волновых нагрузок необходимо располагать надежными методами и алгоритмами расчета, соответствующим протестированным программным обеспечением.

Необходимо учитывать, что при разработке методов и алгоритмов расчета волновых нагрузок неизбежно приходится вводить ряд допущений. Эти допущения, как правило, обусловлены приближенностью математической модели расчета реакций корпуса на волнении (например, использованием балочной модели корпуса судна, приближенным описанием, единой зависимостью величины падения скорости хода судов различного типа на волнении и т. п.), а также ограниченностью объема данных по статистической оправдываемости прогнозов волнения. В этих условиях при интерпретации результатов расчета необходимо в полной мере учитывать имеющийся опыт эксплуатации судов ограниченного района плавания.

Целесообразно провести аналогичные расчеты для ряда судов уже существующих категорий **R2-RSN** и **R3-RSN** и сопоставить с имеющейся информацией об опыте их эксплуатации для того, чтобы оценить границы применимости разработанных методов и алгоритмов.

В первом приближении максимальное соотношение главных размерений для судна категории **R2-RSN(4,5)** может быть принято аналогичным категории **R2-RSN** (см. рис. 2).

Как известно, основным параметром расчетных нагрузок и ускорений, воспринимаемых корпусом со стороны моря, является волновой коэффициент c_w, определяемый в зависимости от длины судна согласно Правилам Регистра. Для судов ограниченного района плавания при расчете местных нагрузок волновой коэффициент c_w должен быть умножен на редукционный коэффициент $\varphi_r \leq 1$. Рас-

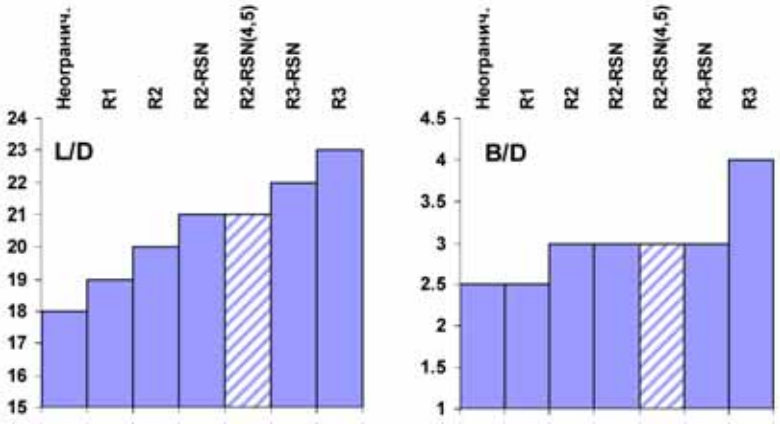


Рис. 2
Максимальное соотношение главных размерений судов различных категорий

сматривая в первом приближении возможный вид зависимости коэффициента φ_r для судна категории **R2-RSN(4,5)**, можно предложить следующий:

$$\varphi_r = 0{,}94 - 0{,}19 \cdot 10^{-2}, \qquad (1)$$

где L – длина судна, определенная согласно Правилам Регистра.

На рис. 3 приведено графическое отображение результатов, которые получаются по формуле (1). Для сравнения приведен вид прямой, соответствующей категории **R2-RSN**.

При расчете общих нагрузок (нагрузок при общем продольном изгибе) волновые изгибающие моменты и перерезывающие силы должны быть умножены на редукционный коэффициент φ, величина которого в первом приближении для судна категории **R2-RSN(4,5)** может быть оценена по следующей формуле:

$$\varphi = 0{,}84 - 0{,}24\,L \cdot 10^{-2}. \qquad (2)$$

На рис. 4 приведено графическое отображение результатов, которые получаются по формуле (2). Для сравнения приведен вид прямой, соответствующей категории **R2-RSN**.

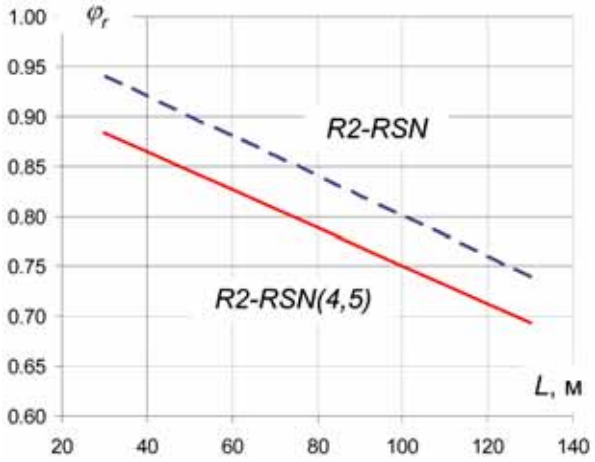


Рис. 3
Редукционный коэффициент φ_r

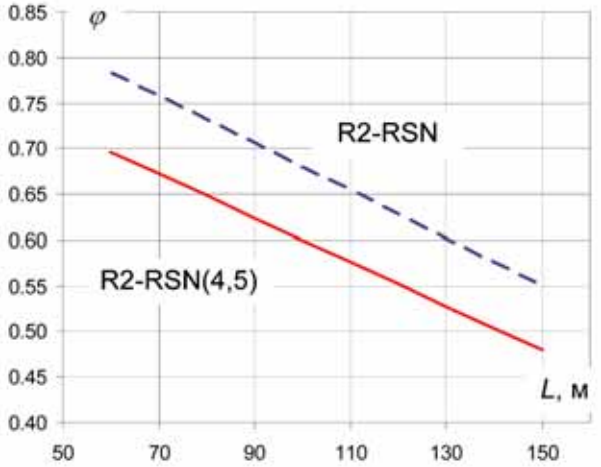


Рис. 4
Редукционный коэффициент φ

Очевидно, что наиболее существенные изменения при внедрении новой категории ограничения района плавания будут внесены в

требования к прочности корпуса судна, однако этим не ограничатся. Необходимо оценить объем и степень необходимых изменений в требованиях Правил Регистра к устройствам, оборудованию, снабжению, остойчивости, требованиях к механическим установкам, системам и трубопроводам, электрическому оборудованию, а также в требованиях Правил о грузовой марке и Правил по оборудованию морских судов [3].

Список литературы

1. Правила классификации и постройки морских судов. – СПб. : Российский морской регистр судоходства, 2011.

2. Правила по оборудованию морских судов. Правила по грузоподъемным устройствам морских судов. Правила о грузовой марке морских судов. – СПб. : Российский морской регистр судоходства, 2011.

3. Справочные данные по режиму ветра и волнения Балтийского, Северного, Черного, Азовского и Средиземного морей. – СПб. : Российский морской регистр судоходства, 2006.

УДК 629.12.001.11

РАЗРАБОТКА ПРЕДЛОЖЕНИЙ ПО КОРРЕКТИРОВКЕ ТРЕБОВАНИЙ К ДИАГРАММЕ СТАТИЧЕСКОЙ ОСТОЙЧИВОСТИ

Р.В. Борисов, *д-р техн. наук, СПбГМТУ*
М.А. Кутейников, *д-р техн. наук,*
ФГУ «Российский морской регистр судоходства»
А.А. Лузянин, *канд. техн. наук, СПбГМТУ*

Ключевые слова: *корректировка норм остойчивости, требования Правил Регистра, критерий погоды, метацентрическая высота, диаграмма статической остойчивости*

Введение

Для судов морского и океанского плавания, попадающих в самые разнообразные опасные условия, когда достоверный расчет кренящих моментов весьма затруднителен, задачу определения минимально допустимых параметров остойчивости в начале XX века предлагалось решать путем анализа статистических данных об остойчивости судов, успешно эксплуатируемых, и судов, потерпевших аварию из-за недостатка остойчивости. С этой целью строились так называемые минимальные диаграммы статической и динамической остойчивости, где отделялись достаточные для безаварийной эксплуатации значения плеч остойчивости от недостаточных, послуживших основной причиной опрокидывания. Расчет кренящих моментов, действовавших на судно во время аварии, а также их анализ при таком подходе не производился, поэтому метод не имел надежной теоретической базы и являлся, по существу, эмпирико-статистическим. Но он приводил к очень удобным для практического использования критериям остойчивости.

Принципиальный недостаток чисто эмпирического подхода к нормированию остойчивости заключается, прежде всего, в том, что физические причины, обуславливающие опасную для судна ситуацию, остаются вне поля зрения. Воздействие ветра, волнения и других кренящих факторов не разделяется, в определенной степени нивелируется, а рассматривается только конечный, интегральный результат – выдержало ли судно в процессе эксплуатации совокупное действие кренящих факторов или опрокинулось. Но без такого выделения и детального изучения природы каждого кренящего момента невозможно качественно совершенствовать критерии безопасности, методы расчета мореходности и оценивать поведение различных судов в разных опасных ситуациях.

В результате прогресс в нормировании остойчивости оказывается оторванным от общего прогресса гидромеханики и теории корабля и всецело обусловлен сбором статистических данных по аварийности флота.

Поэтому в дальнейшем проводились теоретические исследования и обобщение опыта эксплуатации судов.

Для непосредственного учета действующих на судно кренящих моментов строились упрощенные механические модели взаимодействия судна и окружающей его водно-воздушной среды.

В нормах остойчивости Российской Федерации, Японии, Китая в качестве наиболее опасной ситуации, характерной для всех типов морских судов, принято штормование судна под действием волн, вызывающих интенсивную бортовую качку, и бокового шквалистого ветра. Способность судна выдержать кренящий момент, создаваемый волнами и ветром, оценивается в этих нормах основным критерием (иногда его называют динамическим, иногда – критерием погоды).

При этом рассматривается отношение предельного выдерживаемого судном кренящего момента, называемого иногда минимальным опрокидывающим моментом, к расчетному кренящему моменту от давления ветра. В отечественных нормах остойчивости это отношение $K = M_{ОПР} / M_{КР}$ называется коэффициентом запаса остойчивости.

В нормах остойчивости морских судов Регистра СССР основной критерий был построен по предложению С.Н. Благовещенского [1] для ситуации, когда судно движется лагом к регулярному волнению (в дальнейшем – к нерегулярному волнению), испытывая резонансную бортовую качку, и в момент наибольшего крена на наветренный борт на судно налетает шквал, скорость которого мгновенно возрастает от нуля до максимальной, отвечающей выбранной балльности по шкале Бофорта.

В нормах остойчивости для пассажирских судов Японии динамический критерий базируется на иной физической модели: считается, что судно расположено лагом к двумерным нерегулярным волнам, на него действует устойчивый ветер, создающий статический крен, относительно которого совершается бортовая качка, и в момент получения максимального угла крена на наветренный борт к стабильной составляющей добавляется порыв ветра, причем изменение его скорости происходит мгновенно.

Современные требования к остойчивости судов в правилах Российского морского регистра судоходства (Регистр) – это симбиоз российских и японских требований.

1. Требования к метацентрической высоте и к диаграмме статической остойчивости

В соответствии с Правилами классификации и постройки морских судов Российского морского регистра судоходства (Правила Регистра) [2]:

.1 метацентрическая высота *h* должна быть не менее 0,15 м;

.2 максимальное плечо диаграммы статической остойчивости l_{max} должно быть не менее 0,25 м для судов длиной 80 м и менее 0,20 м для судов длиной 105 м и более при угле крена $\theta_m \geq 30°$;

.3 площадь под положительной частью диаграммы статической остойчивости должна быть не менее чем 0,055 м · рад до угла крена 30° (d_{30}) и не менее чем 0,09 м · рад до угла крена 40° (d_{40}). Дополнительно, площадь между углами крена 30 и 40° (d_{30-40}) должна быть не менее 0,03 м · рад;

.4 предел положительной статической остойчивости (закат диаграммы) должен быть не менее 60°.

Однако в Кодексе остойчивости неповрежденных судов всех типов, на которые распространяются документы ИМО (Кодекс ИМО) [3] последнее требование отсутствует, что приводит к различным толкованиям применимости Правил Регистра. Требования к углу заката диаграммы статической остойчивости достались нам в наследство от российских норм остойчивости.

2. Критерий погоды *K*

Остойчивость по критерию погоды *K* считается достаточной, если при указанном ниже условном действии ветра и волнения выполняется требование $K > 1$, при этом:

.1 судно находится под воздействием ветра постоянной скорости, направленного перпендикулярно к его диаметральной плоскости, которому соответствует плечо ветрового кренящего момента l_{w1} (рис. 1);

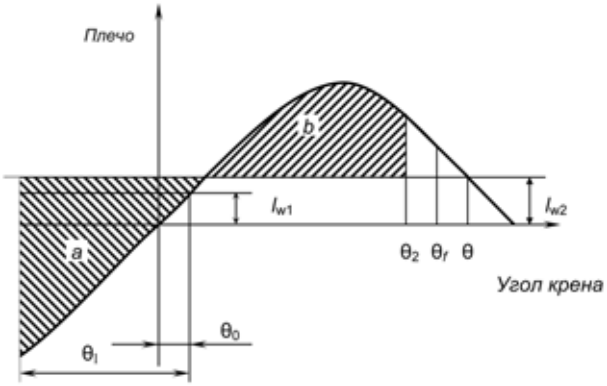


Рис. 1

.2 от статического угла крена θ_0, вызванного постоянным ветром и соответствующего первой точке пересечения горизонтальной прямой l_{w1} и кривой восстанавливающих плеч $l(\theta)$, под действием волн судно кренится на наветренный борт на угол, равный амплитуде бортовой качки θ_1;

.3 на накрененное судно динамически действует порыв ветра, которому соответствует плечо кренящего момента l_{w2};

.4 вычисляются и сравниваются площади *a* и *b*, заштрихованные на рис. 1. Площадь *b* ограничена кривой $l(\theta)$ восстанавливающих плеч, горизонтальной прямой, соответствующей кренящему плечу l_{w2}, и углом крена θ = 50°, либо углом крена θ_c, соответствующим точке второго пересечения прямой l_{w2} с кривой восстанавливающих плеч – в зависимости от того, какой из этих углов меньше. Площадь *a* ограничена кривой восстанавливающих плеч, прямой l_{w2} и углом крена, равным $\theta_0 - \theta_1$;

.5 остойчивость судна по критерию погоды $K = b/a$ считается достаточной, если площадь *b* равна или больше площади *a*, т. е. $K \geq 1$;

.6 статический угол крена θ_0 от действия постоянного ветра не должен превышать 16°, либо угла, равного 0,8 угла входа в воду кромки открытой палубы, в зависимости от того, какой из них меньше.

С целью дальнейшей гармонизации требований Правил Регистра и Кодекса ИМО, перед специалистами кафедры Теории корабля СПбГМТУ Регистром была поставлена задача проанализировать целесообразность сохранения требования к углу заката диаграммы статической остойчивости в действующих нормах Регистра.

Для решения поставленной задачи рассчитывались основные характеристики судов и диаграммы статической остойчивости. При этом были использованы имеющиеся данные по транспортным и промысловым судам, буксирам, судам технического флота, судам смешанного плавания. Всего обсчитывалось 28 судов при 91 варианте загрузки, заранее удовлетворяющих требованиям критерия погоды, к метацентрической высоте, к диаграмме статической остойчивости.

Расчет одного и того же норматива может отличаться некоторыми деталями. Различия имеются в отношении расчетных вариантов нагрузки, условий построения диаграммы остойчивости, учета обледенения, расчета кренящих моментов и тому подобных деталей.

С помощью изменения Δz_g уменьшался угол заката диаграммы до тех пор, пока не встречались какие-либо ограничения (по метацентрической высоте, по максимальному плечу статической остойчивости и т. д.), при этом угол заката должен сохраняться больше или равным 50°. После изменения Δz_g производился расчет диаграммы статической остойчивости с учетом изменений по формуле

$$l_{ст1} = l_{ст} - \Delta z_g \sin\theta,$$

где Δz_g – измененная величина.

После определения плеч статической остойчивости проводилась проверка удовлетворения диаграммы требованиям и нормам Регистра по ранее перечисленным характеристикам d_{30}, d_{40}, d_{30-40}, l_{max}, h, K.

По результатам расчетов можно сделать следующие выводы:

для судов с *S*-образной диаграммой угол заката диаграммы статической остойчивости $\theta_{зак}$ заведомо больше 60°, если угол максимума θ_m больше 50°. Все остальные требования Правил Регистра выполняются;

для судов с обычной диаграммой и для судов с *S*-образной диаграммой статической остойчивости, угол θ_m которых меньше 50°, угол $\theta_{зак}$ может быть меньше 60° (обычно в диапазоне 50 – 60°), но все остальные требования к диаграмме статической остойчивости, метацентрической высоте и критерий погоды выполняются.

Заключение

В процессе корректировки норм остойчивости Правил Регистра последнее время доминировала тенденция «гармонизации» с требованиями Кодекса ИМО. При этом специально анализировались вопросы исключения дублирования требований. В части требования норм к углу заката диаграммы статической остойчивости такой анализ, тем не менее, не был выполнен при включении требований к площади начального участка диаграммы из Кодекса ИМО. Как показали результаты выполненного исследования, эти, по сути, различные критерии взаимосвязаны. В отечественных нормах, изначально ориентированных на обеспечение остойчивости, в том числе судов с *S*-образной диаграммой (таких, например, как лесовозы), критерий угла заката был призван компенсировать возможный недостаток площади диаграммы на начальном участке за счет ее протяженности. С включением требований к площади диаграммы на начальном участке и при сохранении всех остальных норм, таких как требования к метацентрической высоте, критерий погоды и др., необходимость в критерии угла заката по нашему мнению отпадает. Требование к углу заката диаграммы статической остойчивости при выполнении всех остальных требований к остойчивости может быть снято.

Список литературы

1. Благовещенский С.Н. О нормировании остойчивости морских судов. Морской транспорт // Труды ЦНИИМФ. – Вып. 8. – 1951.

2. Правила классификации и постройки морских судов. — СПб. : Российский морской регистр судоходства, 2011. – Т.1.

3. Code of Intact Stability for All Types of Ships. Resolution A.749(18), adopted on 4 November 1993. URL: http:/www.rise.odessa.ua./texts/A749_18.php3 (дата обращения 31.10.2011).

УДК 629.5.017.15

ОПАСНЫЕ СИТУАЦИИ И ПРОЕКТНЫЕ МЕТОДЫ ОПРЕДЕЛЕНИЯ КРИТИЧЕСКИХ ВОЗВЫШЕНИЙ ЦЕНТРА ТЯЖЕСТИ СУДОВ, ПЕРЕВОЗЯЩИХ ЗЕРНОВЫЕ СЫПУЧИЕ ГРУЗЫ

В.В. Ярисов, *канд. техн. наук, ФГБОУ ВПО «Балтийская государственная академия рыбопромыслового флота»*

Ключевые слова: *Правила перевозки зерна, остойчивость, смещение зерна, угол естественного откоса зерна, аппликата центра тяжести, диаграмма статической остойчивости, кренящий момент*

Рассмотрим вкратце основные положения ныне действующих проектных требований по перевозке зерна и остановимся на наиболее существенных их недостатках. Согласно проектным требованиям [5], при перевозке зерна навалом характеристики остойчивости любого судна в неповрежденном состоянии в течение всего рейса после учета кренящих моментов от смещения зерна должны удовлетворять следующим критериям:

угол крена из-за смещения зерна не должен превышать 12°;

остаточная площадь диаграммы статической остойчивости между кривыми восстанавливающих и кренящих плеч до угла крена, соответствующего максимальной разности между ординатами двух кривых или 40°, или углу заливания, в зависимости от того, какой из них меньше, при любых условиях загрузки должна быть не менее 0,075 м · рад (рис. 1);

начальная метацентрическая высота, с учетом поправки на влияние свободной поверхности жидких грузов в цистернах, должна быть не менее 0,30 м.

Прежде всего, обращает на себя внимание отсутствие необходимости знать угол естественного откоса зерна, предназначенного для погрузки, поскольку диаграмма статической остойчивости обрывается при 40°, а угол пересыпания груза β при этом считается достигшим 15° и является предельно возможным. Величина этого угла не связывается ни с нормативной амплитудой качки, ни с нормальным давлением

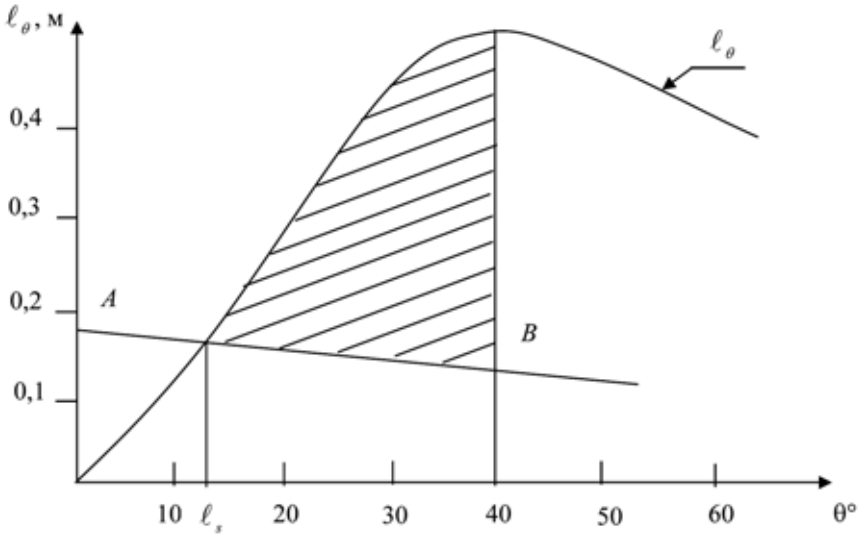


Рис. 1

ветра. Таким образом, правила перевозки зерна прямо не связаны с погодными условиями, ожидаемыми в рейсе.

Назначение величины остаточного угла крена в 12° при угле пересыпания 15° представляется неудачным, если исходить из условий возможности обратного ссыпания груза. Действительно отношение

$$\varepsilon = \beta / \theta_s = 15° / 12° = 1{,}25, \qquad (1)$$

против ранее применявшегося $\beta / \theta_s^0 = 20° / 8° = 2{,}5$.

Если второе значение было признано слишком большим, то первое является слишком малым. Чем меньше отношение (1), тем меньше вероятность ссыпания и тем больше вероятность постепенного увеличения статического крена.

Назначение необходимого запаса динамической остойчивости 0,075 м · рад выполнено на статической основе, и остается неясным, каким погодным условиям соответствует этот критерий. Имеющиеся случаи гибели судов, загруженных зерном в полном соответствии с рассматриваемыми требованиями Правил [5], также указывают на явные недостатки этих требований.

На наш взгляд, наиболее реальной основой построения проектных норм остойчивости судов с зерновыми сыпучими грузами может служить физический принцип. Физическое рассмотрение механизма явлений, связанных с движением воды, воздушных масс, судна как твердого тела и сыпучего груза, позволяет установить следующие расчетные ситуации.

Приведем перечень проектных ситуаций для судна, перевозящего зерновой сыпучий груз.

1. Судно без хода, расположенное лагом к волнению (зыбь). Заливание палубы с наветренного борта, смещение груза зерна на наветренный борт, опасность опрокидывания навстречу движению волн. Элементы волнения определяются, исходя из экспериментальных исследований [2, 8]:

$$\frac{B}{\lambda} = \frac{1}{2\pi}\left(1{,}88\sqrt{\frac{h_0}{B}} + 0{,}20\sqrt{\frac{B}{d}}\right)^2, \qquad (2)$$

где B – ширина судна, м;
λ – длина волны, м;
h_0 – начальная метацентрическая высота, м;
d – средняя осадка судна, м.

2. Судно без хода, расположенное лагом к волнению (зыбь), частота которого близка к частоте собственных бортовых колебаний. Смещение груза зерна на подветренный борт. Ветровой шквал, дрейф судна с учетом входа палубы в воду, опасность опрокидывания по волне и ветру.

3. Судно, идущее с эксплуатационной скоростью на попутном волнении, заливание палубы с кормы, смещение груза зерна, опасность опрокидывания.

Учитывая ранее полученные результаты [1, 3–4, 6–8], приведем проекты расчетов критических возвышений аппликаты центра тяжести судов, перевозящих зерновые сыпучие грузы.

В первой проектной ситуации строится кривая предельной ветви диаграммы статической остойчивости для заданного плана загрузки судна (кривая *1* на рис. 2) с использованием схем смещения груза [5] и диаграмм [6]. На рис. 2 цифрой *2* обозначена кривая плеч статической остойчивости судна при первоначальном смещении груза, т. е. при $\theta > \varphi_э$ – эквивалентный угол естественного откоса. На рис. 2 $\varphi_э = 15°$.

После этого строится кривая плеч кренящего момента от воды на палубе судна – l_w (рис. 2), ординаты которой увеличиваются на 15 %:

$$\ell_W(\theta) = 1{,}10\,\Psi_1 \frac{\lambda_k}{\psi}\frac{B}{d}\wp_0 \sin\frac{\pi}{\theta_\phi}\theta, \quad \text{при} - \theta_\phi < \theta < \theta_\phi \qquad (3)$$

$$\ell_W(\theta) = 0, \qquad \text{при} \; |\theta| > \theta_\phi$$

где $\wp_0$ – уровень воды в палубном колодце, м;
$\wp_0 = 0{,}5\,h_\phi$;
h_ϕ – высота фальшборта, м;
ψ – коэффициент вертикальной полноты;
λ_k – относительная площадь палубного колодца [8].

Значение функции Ψ_1 определяется в соответствии с [1], в зависимости от угла крена θ и отношения h_ϕ/B. График зависимости $l_w(\theta)$

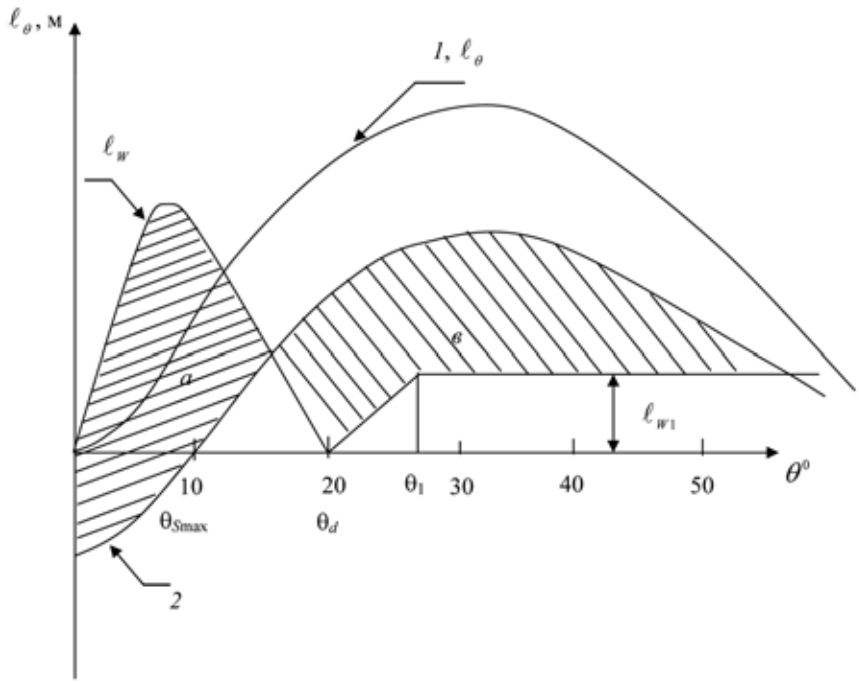


Рис. 2

рекомендуется построить до угла $\theta = \theta_d$ соединить прямой с точкой, лежащей на оси углов крена при $\theta = \theta_ф$. Здесь θ_d – угол входа кромки палубы в воду, $\theta_ф$ – угол входа кромки фальшборта в воду.

Затем с использованием [1] строится графическая зависимость плеч дополнительного кренящего момента l_{w1} (рис. 2). При этом величина угла θ_1 составляет 1,25 от величины угла $\theta_ф$. Для определения критического возвышения аппликаты центра тяжести судна в данном случае необходимо, варьируя параметры исходной диаграммы статической остойчивости, добиться равенства площадей *а* и *в* (рис. 2). Соответствующее значение аппликаты центры тяжести и будет критическим.

Во второй расчетной ситуации (рис. 3) за расчетную диаграмму статической остойчивости принимается предельная ветвь *1* (рис. 3), для которой остаточный угол крена θ_s достигает максимального значения. Затем строится кривая плеч кренящего момента от действия ветра *2* с учетом ветрового дрейфа судна [3]:

$$\ell_{кр} = \frac{M_{кр}}{D} = \frac{P_ϑ}{D} d\left[\frac{Z_ϑ}{d}\cos\theta + \frac{Z_g(\theta)}{d}\right], \qquad (4)$$

где $M_{кр}$ – кренящий момент, тм;
D – весовое водоизмещение судна, т;
$P_ϑ$ – расчетное давление ветра;
$Z_ϑ$ – отстояние центра парусности от основной плоскости судна, м;
Z_g – отстояние точки приложения сил дрейфа от основной плоскости, м.

Пересечение кривых *1* и *2* (рис. 3) определяет статическую составляющую угла крена $\theta_ϑ$. Амплитуда качки $\theta_ϑ$ вокруг угла $\theta_ϑ$ определяется зависимостью:

$$\theta_ϑ / \theta_0 = 1 - 0{,}0132\,\overline{\theta}_ϑ. \qquad (5)$$

Величина амплитуды бортовой качки до приложения ветровой нагрузки θ_0 может быть определена следующим образом:

$$\theta_0 = 0{,}090\,\theta^0_{1ч}, \qquad (6)$$

где $\theta^0_{1ч}$ – условная расчетная амплитуда бортовой качки, определяемая в соответствии с Правилами Регистра [4].

Изменяя характеристики исходной диаграммы статической остойчивости $l_θ$, добьемся равенства площадей *а* и *в*. Соответствующее

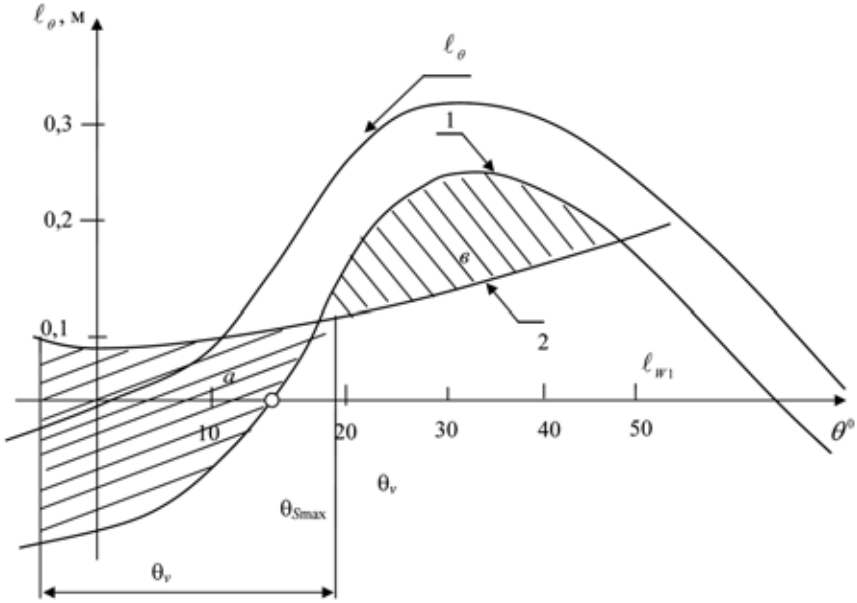


Рис. 3

возвышение апликаты центра тяжести будет критическим. В практических расчетах диаграммы l_θ, графики кривых *1* и *2* (рис. 3) следует оборвать при $\theta \geq \theta_{зал}$.

Третья расчетная ситуация актуальна только для малых и средних по размерам судов ($24 \leq L \leq 60$ м), у которых нет развитой кормовой надстройки, исключающей заливание палубы с кормы.

В данной ситуации диаграмма статической остойчивости $l_ч$, учитывающая снижение остойчивости при ходе на попутном волнении, строится с использованием методики Нечаева Ю.И. [3]. На рис. 4 l_θ – плечи исходной диаграммы статической остойчивости:

$l_ч$ – диаграмма, учитывающая снижение остойчивости судна при ходе на попутном волнении;

l_c – расчетная диаграмма статической остойчивости, учитывающая кренящий момент от смещения сыпучего груза, который может быть рассчитан по диаграммам, приведенным в работе [6].

Следует отметить, что накренение судна при заливании палубы через корму может произойти как на левый, так и на правый борт. При

этом судно, имеющее ход стремится к развороту на ту сторону, где палуба входит в воду. В настоящей работе ограничимся рассмотрением динамического накренения без разворота судна. (Будем полагать, что возникающие разворачивающие моменты при крене компенсируются перекладкой руля). Чтобы определить критическое возвышение аппликаты центра тяжести на диаграмме (рис. 4) строится кривая плеч кренящего момента от воды на палубе судна с использованием зависимостей, представленных в [8]. Изменяя характеристики исходной диаграммы статической остойчивости можно добиться равенства площадей *а* и *в* (рис. 4). Соответствующее возвышение аппликаты центра тяжести будет критическим.

Последняя расчетная ситуация особо актуальна для сухогрузных судов прибрежного плавания, перевозящих тяжелые и тяжелые влагонасыщенные грузы, в том случае, когда принципы несмещаемости груза не реализуются.

Как показывает статистика аварий, в том числе собранная и проанализированная автором [7], из-за большого влияния жидкого груза на палубе судна на начальную остойчивость для судов длиной менее 35 м следует потребовать, чтобы начальная метацентрическая высо-

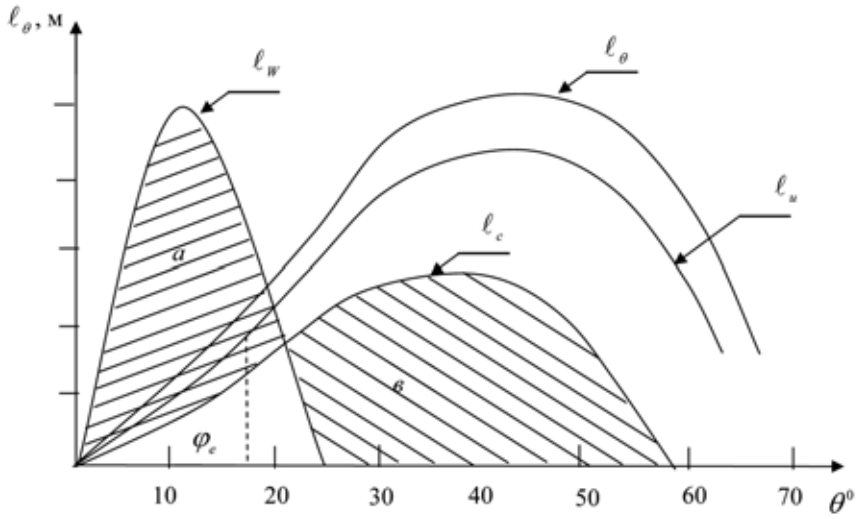


Рис. 4

та после поправки на влияние жидких грузов в цистернах составляла не менее 0,50 м.

Список литературы

1. Гарькавый В.В., Обрехт Т.М. Диаграмма для определения кренящих моментов от воды на палубе судна // Науч.-техн. сб. Регистра СССР. – Вып. 3. – Л. : Транспорт, 1975. – С. 52 – 55.

2. Дополнительные требования к составлению «Информации об остойчивости низкооборотных судов». Регистр СССР. – № С-4-3296 от 23.10.79 г.

3. Нечаев Ю.И. Моделирование остойчивости на волнении. – Л. : Судостроение, 1989. – 238 с.

4. Правила классификации и постройки морских судов. – СПб. : Российский морской регистр судоходства. – 2010. – Т. 1, 2.

5. Правила перевозки зерна. – СПб. : Российский морской регистр судоходства, 1996.

6. Ремез Ю.В., Гарькавый В.В. Диаграммы для учета влияния пересыпания груза на остойчивость судна // Науч.-техн. сб. Регистра СССР. – Вып. 3. – Л. : Транспорт, 1975. – С. 15 – 21.

7. Ярисов В.В. Анализ аварий от потери остойчивости : Учебное пособие. – СПб. : Судостроение, 2003. – 48 с.

8. Ярисов В.В., Ананьев Д.М. Накренение и опрокидывание малотоннажного судна при его заливании попутной волной // Науч.-техн. сб. Российского морского регистра судоходства. – Вып. 20, часть 1. – СПб., 1997. – С. 43 – 56.

УДК 656.61.052.14: 551.466.2

НОВОЕ ПОКОЛЕНИЕ СПРАВОЧНИКОВ ПО РЕЖИМУ ВОЛНЕНИЯ МОРЕЙ

А.В. Бухановский, *д-р техн. наук, НИУ ИТМО*
Л.И. Лопатухин, *д-р геогр. наук, СПбГУ, НИУ ИТМО*
Е.С. Чернышева, *канд. физ.-мат. наук, НИУ ИТМО*

Ключевые слова: *ветер, волны, климатические спектры, шторма, справочные данные*

Ветровое волнение одно из немногих явлений на поверхности океана, видное невооруженным глазом. Поэтому с древнейших времен о волнении имеется гораздо больше сведений, чем о других, не столь очевидных морских явлениях. В 1882 г. английский адмирал сэр Фрэнсис Бофорт предложил 12-балльную шкалу для оценки силы ветра по состоянию поверхности моря. Впоследствии, каждому баллу шкалы Бофорта стали приписывать некоторые параметры волн – вначале высоту, а затем период и длину. Практически это явилось импульсом к поиску эмпирических соотношений между скоростью ветра и параметрами волн. За несколько десятилетий таких соотношений накопилось великое множество – от простейших (так называемого «боцманского» правила $h = V$, где h – высота волн, в футах, V – скорость ветра, м/с), до весьма сложных, учитывающих не только скорость ветра, но его разгон, продолжительность действия и т. п. Привести все зависимости невозможно, а отбор наиболее известных не входит в задачу настоящей статьи. Заметим, что первоначально даже не ставился вопрос, о какой волне, проходящей перед наблюдателем, идет речь. Понятие промежутка квазистационарности и вероятности (обеспеченности) волн было сформулировано только в середине XX в.

С развитием мореплавания и судоходства накапливались сведения о волнении и, в частности, о его особенностях на той или иной акватории. Постепенно сформировалось понятие режима волнения, которое затем трансформировалось в термин волновой климат. Смысл различных определений режима волнения (волнового климата) за-

ключается в указании вероятности того или иного параметра волнения на заданной акватории.

В течение длительного времени (до 70-х гг. XX в.) основным источником информации о режиме волнения, особенно для открытых и удаленных от суши акваторий, являлись визуальные наблюдения, выполняемые штурманским составом различных судов. Несмотря на низкое качество наблюдений, их накопилось огромное количество, и поэтому при статистической обработке получались приемлемые результаты. (Каждое наблюдение может содержать ошибку, однако их многочисленность нивелирует индивидуальные погрешности). Очевидно, что при заданных условиях волнообразования (т. е. при неизменной скорости ветра) перед наблюдателем проходят волны различных размеров и, следовательно, разной обеспеченности. Для решения вопроса, волнам какой обеспеченности соответствуют визуальные наблюдения, были выполнены многочисленные исследования по сопоставлению синхронных наблюдений и инструментальных измерений волнения. (Достаточно подробно этот вопрос рассмотрен в Справочнике Регистра СССР [2]). В результате было показано, что соотношения зависят от размеров судна, с которого проводятся наблюдения, его курса относительно направления распространения волн, времени суток, национальной принадлежности наблюдателя и т. п. Однако в среднем у российских (советских) наблюдателей оценки высот волн близки к 3 % обеспеченности, а у зарубежных (особенно на судах погоды в Северной Атлантике) – к средней высоте из 1/3 наибольших волн (это соответствует примерно обеспеченности 13 %).

Справочники по режиму волнения, основанные на визуальных наблюдениях, появились после второй мировой войны и сыграли большую роль в понимании волнового климата. Некоторые данные этих справочников не потеряли свою актуальность в настоящее время. В этих пособиях по данным визуальных наблюдений в виде таблиц и графиков представлены сведения о повторяемости волнения по градациям для отдельных районов, месяцев или сезонов, приведены другие элементарные статистические данные (средние значения, параметры распределений и т. п.). Такие сведения называют также традиционной или рутинной (*routine*) статистикой. Регистр СССР (в настоящее время Российский морской регистр судоходства (Регистр)) как классификационное общество, отвечающее, в том числе, и за безопасность мореплавания, традиционно уделял внимание внешним гидрометеорологическим условиям, в которых эксплуатируются объекты под его техническим наблюдением (суда и сооружения). Регистр

СССР в 1962 г. подготовил и издал справочные данные по морям, омывающим берега СССР [9], в 1965 г. вышло первое издание справочных данных по ветру и волнению океанов [8]. В 1974 г. Регистром СССР подготовлено и издано справочное пособие по режиму ветра и волнения в океанах и морях [2]. Это пособие, несмотря на использование судовых визуальных наблюдений, до сих пор не потеряло своей актуальности и используется при решении многочисленных прикладных задач, например, для проектирования судов, их классификации по районам плавания, планирования работы морского и промыслового флотов и т. д. Один из последних зарубежных справочников, базирующихся на данных визуальных наблюдений, был издан в Великобритании в 1986 г., не только в печатном виде, но и в форме компьютерной информационной системы [10]. Более поздний российско-нидерландский атлас [11], составленный по данным визуальных наблюдений, преследует, в основном, цели анализа глобальной изменчивости волнового климата на акватории Мирового океана в целом (между 84° северной и 84° южной широты) и не предназначен для описания экстремальных явлений, тем более на небольших акваториях (например, Белого моря).

Другое направление исследований режима волнения – расчет по типовым полям ветра. Принципиальная схема таких расчетов состоит в:

классификации синоптических условий за несколько десятков лет;

определении вероятности каждого класса;

расчете параметров волн (по эмпирическим соотношениям);

отождествлении их вероятности с вероятностью типового класса синоптической ситуации.

Используя такой подход, в 60-е гг. XX в. были составлены атласы ветра и волнения морей вокруг территории СССР.

С середины 70-х гг. XX в. для изучения режима ветра и волнения стали привлекаться инструментальные измерения с автоматических буев и буровых установок. Однако эти данные относятся, в основном, к прибрежным районам и, следовательно, не отражают режим волнения открытых районов океанов и морей. Измерения, как правило, применяются для проверки численных моделей расчета волнения и для решения специфических задач исследования волнового климата в конкретной точке морской акватории. 1975 г. можно считать началом спутниковых измерений волнения. Накопленные данные позволили создать в 1996 г. первые атласы по режиму волнения по спутниковым данным. Не останавливаясь на многочисленных специфических методических вопросах, возникающих при создании подобных справочни-

ков, отметим, что эти данные отражают пространственно-временную изменчивость режима волнения больших акваторий.

Интенсивное развитие мореплавания и освоение ресурсов Мирового океана повысили требования к составу режимной информации о волнении. Более того, возникла необходимость в детальной информации о волнении в районах практически лишенных наблюдений, причем необходимы сведения для ограниченной по пространству акватории, в частности, для конкретного месторождения нефти и газа, занимающего сравнительно небольшую площадь. Все это потребовало принципиально иных подходов к расчету режима волнения. Международным научным сообществом, включая российских исследователей, была разработана концепция обеспечения волновой информации, необходимой для освоения ресурсов океанов и морей [3]. Успешная реализация этой концепции стала возможной благодаря следующим обстоятельствам, коренным образом изменившим подход к расчету режима волнения:

появлению численных моделей, позволяющих рассчитывать основные параметры волнения;

созданию массивов входных данных для реализации в численных моделях волнения (в результате выполнения международных проектов по реанализу метеорологических данных);

прогрессу в развитии вычислительной техники, позволившему создавать расчетные поля волнения с любой дискретностью за десятки лет.

Указанные обстоятельства позволили создать справочники нового поколения по волновому климату. Общая схема расчета волнового климата включает следующие основные этапы:

подготовку входной информации (батиметрия, ледовые условия, поля ветра и т. д.) для расчетов волнения;

расчет (*hindcasting*) спектров волнения и видимых элементов волн в узлах регулярной пространственно-временной сетки по гидродинамической модели;

статистическое обобщение результатов расчетов волнения посредством вероятностных моделей.

Каждый этап может быть подразделен на различное количество ступеней.

Начиная с 2000 г. в России возобновлены работы по созданию справочников по режиму ветра и волнения на морях. В 2003 г. были изданы справочные данные по режиму ветра и волнения Баренцева, Охотского и Каспийского морей [5]. В 2006 г. опубликованы справочные данные по Балтийскому, Северному, Черному, Азовскому и Средизем-

ному морям [4]. В 2009 г. вышли справочные данные по режиму ветра и волнения Японского и Карского морей [7], а в 2010 г. – по волнению Берингова и Белого морей [6]. Эти справочники представляют собой пособия нового поколения, учитывающие последние достижения в исследовании ветрового волнения, численного моделирования и компьютерных технологий. Каждый справочник состоит из двух частей. В первой – излагается методика составления справочных данных и рассмотрены актуальные проблемы и результаты исследования ветрового волнения, представляющие интерес для Регистра. Во второй части справочников представлены карты и таблицы режимных характеристик ветра и волнения как для моря в целом, так и для его отдельных районов. В табл. 1 сопоставлен набор основных статистик по ветру и волнению, опубликованных в справочных изданиях Регистра. Данные таблицы позволяют оценить принципиальные различия и подобие баз данных (входной информации), полноту и разнообразие сведений о режиме ветра и волнения. Очевидно, что каждое последующее издание расширяет набор статистик. Например, только начиная с издания 2009 г., впервые в мировой практике приведены карты совместной повторяемости экстремумов ветра и волн и даны детальные сведения о климатических спектрах.

Таблица 1

Набор основных статистических сведений о режиме ветра и волнения, представленный в справочниках Регистра

Справочник. База Данных. Набор статистик.	
1974 г. [2] Визуальные наблюдения. Все моря и океаны 	**<u>Для крупных районов:</u>** режимные распределения скоростей ветра по сезонам; режимные распределения высот волн по сезонам; повторяемость скоростей ветра по направлениям за год; повторяемость скоростей ветра и высот волн за год **<u>В целом для моря:</u>** повторяемость периодов волн по сезонам; совместная повторяемость высот и периодов волн по сезонам; оценки высот волн и скоростей ветра, возможные 1 раз в 30 лет

2003 г. [5] Баренцево, Охотское и Каспийское моря. Данные реанализа за 30 лет 	**<u>Экстремальные статистики по районам:</u>** скорости ветра (с различным осреднением), возможные 1 раз в год, 5, 10, 25, 50, 100 лет, по восьми румбам и без учета направлений; высоты, периоды, длины волн и высоты гребней, возможные 1 раз в год, 5, 10, 25, 50, 100 лет **<u>Оперативные статистики по районам и месяцам:</u>** Повторяемость: скоростей ветра по направлениям; высот волн по направлениям. Длительность штормов и окно погоды: для скоростей ветра по месяцам; для высот волн по месяцам. Совместная повторяемость (в целом за год по районам) высот волн и периодов волн и кривые регрессии
2006 г. [4] Балтийское, Северное, Черное, Азовское и Средиземное моря. Данные реанализа за 40 лет 	**<u>Экстремальные статистики по районам:</u>** скорости ветра (с различным осреднением), возможные 1 раз в год, 5, 10, 25, 50, 100 лет, по восьми румбам и без учета направлений; высоты, периоды, длины волн и высоты гребней, возможные 1 раз в год, 5, 10, 25, 50, 100 лет. **<u>Оперативные статистики по районам и месяцам:</u>** повторяемость по месяцам и в целом за безледный период: скоростей ветра по направлениям; высот волн по направлениям; длительность штормов и окно погоды: для скоростей ветра по месяцам; для высот волн по месяцам; совместная повторяемость (в целом за год по районам) высот волн и периодов волн и кривые регрессии; повторяемость классов климатических спектров в целом за год

Продолжение табл. 1

2009 г. [7] Японское и Карское моря Данные реанализа за 45 лет 	**<u>Экстремальные статистики (таблицы по районам для восьми румбов и без учета направлений):</u>** скорости ветра (с различным осреднением), возможные 1 раз в год, 5, 10, 25, 50, 100 лет; высоты, периоды, длины волн и высоты гребней, возможные 1 раз в год, 5, 10, 25, 50, 100 лет; возможные 1 раз в год, 5, 10, 25, 50, 100 лет условные средние периоды, длины, высоты гребней, ассоциированные с высотами волн различной обеспеченности; средние скорости ветра, ассоциированные с высотами волн, возможными 1 раз в год, 5, 10, 25, 50, 100 лет **<u>Изолинии экстремальных статистик (карты):</u>** скорости ветра, возможные 1 раз в 10, 25 и 100 лет с указанием направлений; высоты волн, возможные 1 раз в 10, 25 и 100 лет с указанием направлений; условные средние периоды волн, ассоциированные с высотами волн, возможными 1 раз в 10, 25 и 100 лет; скорости ветра условные (ассоциированные) с высотами волн, возможными 1 раз в 10, 25 и 100 лет; периоды повторяемости (лет) для совместного появления: высот волн, возможных 1 раз в 10 и 25 лет и скоростей ветра, возможных 1 раз в 10 и 25 лет **<u>Оперативные статистики (таблицы по районам):</u>** повторяемость, моменты и параметры маргинальных и условных распределений по месяцам и в целом за безледный период: скоростей ветра; высот волн; шторма и окна погоды (статистические характеристики): длительности скоростей ветра по месяцам; длительности высот волн по месяцам; числа целых дней с высотами или скоростями ветра выше и ниже заданной градации; совместная повторяемость (в целом за год по районам) высот волн и периодов волн, моменты и параметры распределений; совместная повторяемость (в целом за год по районам) высот волн и скоростей ветра, моменты и параметры распределений

	Таблицы для климатических спектров в целом для моря и за год: повторяемость классов частотно направленных спектров и переходные вероятности; статистики (моменты распределений и их параметры) совместной повторяемости высот и периодов ветровых волн или волн зыби; статистики (моменты распределений и их параметры) совместной повторяемости высот ветровых волн (или волн зыби) и параметра пиковатости или функции углового распределения; параметры частотно направленных климатических спектров волнения, возможного 1 раз в год, 10 и 100 лет; графики климатических спектров волн **Изолинии оперативных статистик (карты):** обеспеченность, %, скоростей ветра более 5, 10 и 15 м/с, с указанием направлений; обеспеченность, %, высот волн более 2, 4 и 6 м/с, с указанием направлений
2010 г. [6] Берингово и Белое моря 	То же, что в издании 2009 г. В части I «Методы расчета режима ветра и волнения» – оценки режимных распределений для каждого класса климатических спектров и в целом для всех типов волнения

Приведем некоторые принципиально новые статистики, ранее не представленные в пособиях по режиму волнения.

Климатические спектры волн

Одним из важных параметров, необходимых при учете мореходных качеств судов, являются климатические спектры волн. Фактически это режимная характеристика спектральной структуры волнения, т. е. оценка спектра заданной формы с указанием вероятности его появления на заданной акватории (в целом за год, некоторый сезон и т. п.). Таким образом, климатический спектр – это спектр, имеющий определенную вероятность и отражающий ситуации, характерные для некоторого набора условий волнообразования. Набор спектров (как первичный результат гидродинамического моделирования) при соответствующей обработке служит базой данных для статистических обобщений в терминах частотных $S(f)$, и частотно-направленных спектров $S(f, q)$ волн. Для каждой точки (ячейки сетки) количество спектров зависит от длительности расчетного периода. Например, (30 лет) · (365 дней) · (8 сроков в сутки) = 87600 спектров. Обобщение спектров для получения их климатических оценок является одной из проблем многомерного анализа случайных величин.

В справочнике Регистра [4] впервые в международной практике предпринята попытка представить сведения о частотных климатических спектрах на некоторых морях. Эти данные представлены в одной таблице для каждого моря. В таблице даны вероятности для каждого класса частотных спектров и вероятности перехода от одного класса спектров к другому. Дальнейшее развитие этого подхода было развито при составлении справочников [6, 7]. В этих пособиях выполнена классификация *частотно-направленных* спектров волнения $S(\omega, \theta)$ или $S(f, \theta)$ и дана их аппроксимация. Автоматическая классификация этих спектров требует разработки специальных процедур, т. к. для каждой расчетной точки массив данных состоит примерно из 100 000 спектров. Методика автоматической классификации спектров и некоторые результаты приводятся в справочниках [6, 7], поэтому здесь не дублируются. Важно, что практически для любой акватории можно выделить следующие 5 основных классов спектров.

Однопиковые спектры. Преобладает одна система волн, которая может быть как ветровым волнением (*класс I*), так и зыбью (*класс II*).

Двухпиковые спектры (классы III, IV). Присутствуют одновременно две волновые системы. Для двухпиковых спектров выделяются два подкласса, в зависимости от возраста зыби.

Ветровое волнение и «свежая» зыбь (*класс III*) с близкими частотами и различными направлениями. Как правило, это спектр ветровых волн с однопиковым частотным спектром $S(f)$ и двухпиковым направленным спектром $S(f, \theta)$.

Ветровое волнение и «старая» зыбь (*класс IV*) включает ситуации с двухпиковым спектром и произвольным соотношением между частотами f_0 и f_1. Присутствуют два явных максимума (f_0, θ_0) и (f_1, θ_1), разделяемых как по частоте, так и по направлению.

Многопиковые спектры (*класс V*). Сложные волновые поля с двумя или более системами зыби. В этом случае в спектре присутствует более двух явных пиков.

При необходимости для каждого класса можно определить:

средний спектр

$$\bar{S}(f, \theta) = S(f, \theta, \bar{\Xi}); \tag{1}$$

квантильный спектр

$$S_p(f, \theta) = S(f, \theta, \Xi_p); \tag{2}$$

дисперсию спектров

$$D_S(f, \theta) \cong \sum_{i=1}^{n} \left(\frac{\partial S(f, \theta)}{\partial \xi_i} \right)^2_{\xi=\bar{\xi}} D_{\xi_i} + 2 \sum_{i>j} \left(\frac{\partial S(f, \theta)}{\partial \xi_i} \right)_{\xi=\bar{\xi}} \left(\frac{\partial S(f, \theta)}{\partial \xi_j} \right)_{\xi=\bar{\xi}} \operatorname{cov}(\xi_i, \xi_j), \tag{3}$$

где $\bar{\Xi}$, Ξ_p – векторы средних и квантильных значений параметров аппроксимации спектров;

D_{ξ_i}, $\operatorname{cov}(\xi_i, \xi_j)$ – дисперсия и ковариация параметров соответственно;

n – общее число параметров спектра.

Таким образом, пространственно-временные поля спектров волнения $S(f, \theta, r, t)$ сводятся к конечному набору классов. Рассмотренные классы спектров справедливы для любой акватории. Изменяется только вероятность классов. В табл. 2 приведены некоторые обобщенные данные для климатических спектров некоторых морей.

Таблица 2

Вероятность, %, появления спектров каждого класса на различных морях

Море	классы спектров				
	I	II	III	IV	V
Балтийское (ЮВ часть)	23	7	50	3	17
Северное (центральная часть)	38	3	41	5	13
Черное (южная часть)	24	11	56	2	7
Азовское	25	2	52	–	21
Средиземное (центр, южная часть)	3	4	4	60	29
Японское	26	6	10	39	19
Карское	46	5	4	37	8
Белое	45	3	6	41	5
Берингово	20	15	16	24	25

На рис. 1 приведены классы частотно-направленных (двумерных) спектров волнения. Рисунки типа 1 называют «звездой климатических спектров», где вероятности перехода из одного класса в другой показаны в виде стрелок, соответствующих различным вероятностям перехода.

Например, для класса IV (смешанное волнение с разделенными пиками):

вероятность этого класса – 38,8 %;

вероятность сохранение этого класса в течение последующих 3 ч – 76 %;

вероятность перехода в класс V – 9 %;

однако вероятность перехода из класса V в класс IV – 25 %.

Таким образом, для каждого класса спектров определяются их климатические параметры: высота, период, направление распространения, параметр пиковатости и углового распределения. По этим параметрам рассчитывается спектр ветровых волн или (и) зыби заданной обеспеченности, включая экстремальный (возможный 1 раз в *n* лет).

Статистические характеристики штормов

Внедрение описанного выше подхода к расчету режима волнения позволило рассчитать еще одну важную статистику, которая не могла быть получена при прежнем подходе – статистическую характеристику штормов. При наличии данных о волнении в конкретной точке может быть реализован Эйлеровский подход к анализу штормов: оцене-

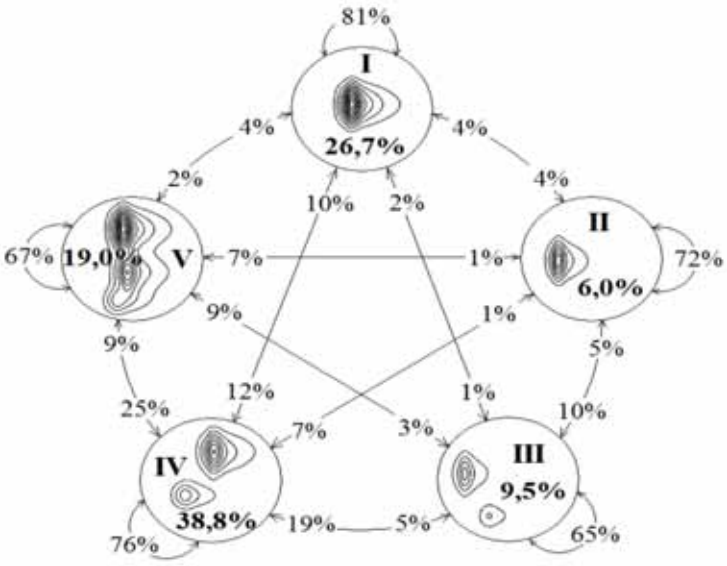


Рис. 1
Звезда климатических спектров для Японского моря

ны параметры волн и длительность ситуаций с волнением заданной интенсивности. Эйлеровский подход описывает штормовую ситуацию в точке и не содержит сведений о месте зарождения шторма, его характеристиках, скорости перемещения, времени жизни и т. п. Наличие информации о волнении на всей акватории бассейна позволяет проследить движение и трансформацию шторма во времени и пространстве. Таким образом, осуществляется Лагранжев подход к исследованию волнения. Суда пересекают океаны, и шторма движутся, поэтому сведения о пространственных параметрах штормов представляют интерес при проектировании судов. Шторм можно представить как случайный пространственно-временной импульс, перемещающийся по акватории. Импульс характеризуется некоторым набором величин:

наибольшая высота волны h^+ в шторме (за все время его существования, независимо от положения);

наибольшая площадь шторма S (за все время его существования) и эквивалентный радиус $R = \sqrt{S/\pi}$ (наиболее близкий к акватории занятой штормом);

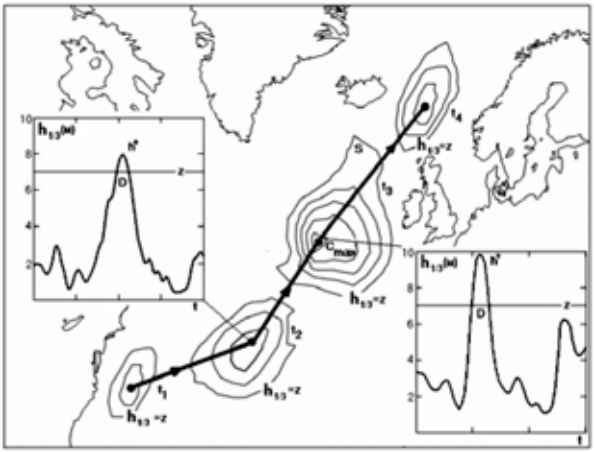
длина траектории шторма L;

время жизни шторма D;

средняя скорость движения шторма $V = L/D$.

На рис. 2*а* показано движение шторма на обширной акватории Северной Атлантики, а на рис. 2*б* – на замкнутой акватории Черного моря.

а)



б)

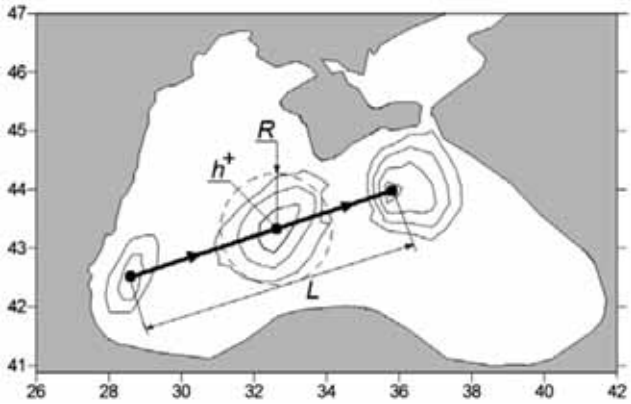


Рис. 2
Шторм как пространственно временной импульс

На врезке рис. 2*а* показаны изменения значительных высот волн в двух точках акватории. Впервые некоторые пространственные характеристики штормов представлены в справочнике [5]. Для Черного моря достаточно подробно параметры штормов представлены также в статье [1].

В табл. 3 в качестве примера приведены некоторые параметры штормов Черного моря (под уровнем z подразумевается, что $h^+ > z$).

Таблица 3

Статистические характеристики штормов Черного моря

Статистические характеристики		Уровень z, м (в терминах 3 % высоты волны)				
		2,5	4,0	5,5	6,5	7,5
Количество штормов		2289	766	260	118	46
Распределение, %, числа одновременно существующих штормов	0	73,6	91,8	97,9	99,7	99,8
	1	23,2	8,0	2,1	0,3	0,2
	2	3,1	0,2	–	–	–
	≥3	0,1	–	–	–	–
Высота волны h^+, м	m_x	3,6	5,4	6,7	7,4	8,2
	σ_x	1,3	1,1	0,8	0,7	0,6
	max[x]	9,8	9,8	9,8	9,8	9,8
Время жизни шторма D, ч	m_x	25	21	16	13	14
	σ_x	25	18	12	11	11
	max[x]	174	117	75	69	60
Эквивалентный радиус шторма R, км	m_x	87	86	117	104	106
	σ_x	56	46	57	60	54
	max[x]	211	188	275	256	229
Длина траектории шторма L, км	m_x	164	149	154	121	112
	σ_x	190	141	133	118	104
	max[x]	1395	847	563	471	422
Средняя скорость шторма V, км/ч	m_x	5	6	9	8	7
	σ_x	4	5	6	7	5
	max[x]	23	22	29	31	21

Выводы

В результате реализации концепции расчета волнового климата для акваторий с отсутствием данных измерений созданы справочники

нового поколения. Набор статистик, представленных в этих справочниках, позволяет удовлетворить разнообразные требования, возникающие при расчетах мореходных качеств судов и проектировании сооружений на шельфе. Указанный подход используется и одобрен при решении конкретных задач по освоению ресурсов морей.

В дальнейшем предполагается детализировать статистические характеристики ветра и волнения, выполнив исследования для шельфа некоторых морей, в частности, Баренцева, Карского и Каспийского.

В перспективе не исключено создание электронно-справочной системы по ветру и волнению океанов и морей. Разработка и внедрение в проектную деятельность программно-аппаратной среды обеспечит потребителей детальной информацией о гидрометеорологических условиях на континентальном шельфе, исходя из специфики задач проектирования и эксплуатации морских сооружений и плавучих объектов. В отличие от большинства реализуемых электронных справочников, подобный справочник – не «застывшая» информация, а интерактивное пособие, позволяющее выбирать любую конфигурацию района, времени года, набор статистик и т. п.

Список литературы

1. Бухановский А.В., Лопатухин Л.И., Чернышева Е.С., Колесов А.М. Шторм на Черном море 11 ноября 2007 и статистики экстремальных штормов моря / Известия русского географического обществ. – 2009. – Вып. 2. – С. 71 – 84.

2. Ветер и волны в океанах и морях. Справочные данные / Под ред. И.Н. Давидана, Л.И. Лопатухина, В.А.Рожкова. – Л. : Транспорт, 1974. – 359 с.

3. Мирзоев Д.А., Зильберштейн О.И., Лопатухин Л.И., Миронов Е.У., Михайлов Н.Н. Концепция обеспечения специализированной гидрометеорологической информацией проектирования сооружений на шельфе арктических морей // Труды четвертой Международной конференции «Освоение шельфа арктических морей». RAO-99. – СПб., 1999. – С. 316 – 321.

4. Справочные данные по режиму ветра и волнения Балтийского, Северного, Черного, Азовского и Средиземного морей / Под ред. Л.И. Лопатухина, А.В. Бухановского, С.В. Иванова, Е.С. Чернышевой. – СПб. : Российский морской регистр судоходства, 2006. – 450 с.

5. Справочные данные по режиму ветра и волнения Баренцева, Охотского и Каспийского морей / Под ред. Л.И. Лопатухина, А.В. Бухановского, А.Б. Дегтярева, В.А. Рожкова. – СПб. : Российский морской регистр судоходства, 2003. – 213 с.

6. Справочные данные по режиму ветра и волнения Берингова и Белого морей / Под ред. Л.И. Лопатухина, А.В. Бухановского, Е.С. Чернышевой. – СПб. : Российский морской регистр судоходства, 2010. – 565 с.

7. Справочные данные по режиму ветра и волнения Японского и Карского морей / Под ред. Л.И. Лопатухина, А.В. Бухановского, Е.С. Чернышевой. – СПб. : Российский морской регистр судоходства, 2009. – 356 с.

8. Справочные данные по режиму ветров и волнения в океанах. Регистр СССР. – Л. : Транспорт, 1965. – 235 с.

9. Справочные данные по режиму ветров и волнения на морях, омывающих берега СССР. Регистр СССР. – Л. : Транспорт, 1962. – 155 с.

10. Global Wave Statistics. Published by British Maritime Technology by Unwin Brothers. – London, 1986.

11. Gulev S., Grigorieva V., Sterl A. Global Atlas of ocean waves based on VOS observations. 1998.

УДК 629.12:532.595

ПЕРСПЕКТИВЫ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ТРЕБОВАНИЙ К КОНСТРУКЦИИ И ПРОЧНОСТИ ВЕРТОЛЕТНЫХ ПАЛУБ

Г.Б. Крыжевич, *д-р техн. наук, ФГУП «ЦНИИ им. акад. А.Н.Крылова»*
М.А. Кутейников, *д-р техн. наук,*
ФГУ «Российский морской регистр судоходства»

Ключевые слова: *прочность, вертолетная палуба, нагрузки*

Анализ требований к прочности и конструкции вертолетных палуб и площадок, содержащихся в правилах ведущих классификационных обществ и других нормативно-технических документах, позволяет сделать следующие выводы:

в наибольшей степени требования различных классификационных обществ совпадают в части рекомендуемых процедур расчета напряженно-деформированного состояния конструкций;

нормативные требования к прочности конструкций вертолетных палуб и площадок существенно отличаются;

наибольшие отличия наблюдаются в части назначения расчетных внешних воздействий на конструкции при посадке вертолетов.

С учетом этих фактов в настоящей работе наибольшее внимание уделено проблеме внешних сил и разработке практических рекомендаций по их прогнозированию, а также предложений по нормированию прочности конструкций. Кроме того учтено, что в последнее время для изготовления вертолетных палуб и площадок используются не только стали. На средствах освоения океанского шельфа (ПБУ, стационарных платформах и терминалах для отгрузки нефтепродуктов), на судах обеспечения и других объектах все шире начинают применяться алюминиевые сплавы, обеспечивающие снижение материалоемкости палуб и,

в случае их высокого расположения, увеличение остойчивости, а также эксплуатационной безопасности судов. Хотя многими нормативными документами оговаривается возможность использования алюминиевых сплавов, все же некоторые важные особенности конструктивного оформления алюминиевых палуб и нормирования их прочности не нашли пока отражения в практике работы классификационных обществ при разработке требований к конструкции и прочности вертолетных палуб.

1. Расчетные нагрузки

В соответствии с требованиями большинства нормативно-технических документов классификационных обществ расчетные нагрузки на палубы и площадки должны соответствовать двум расчетным условиям (условиям посадки вертолета и условиям перевозки принайтовленного вертолета). При этом должны рассматриваться как нормальные эксплуатационные (штатные) условия, так и аварийные. Во внимание должны приниматься следующие виды внешних воздействий:

ударные нагрузки при посадке;

силы тяжести вертолета и инерционные нагрузки в условиях морской перевозки (при этом ветровые нагрузки на вертолет могут игнорироваться);

нагрузки на корпусные конструкции вертолетной палубы на тихой воде;

давления, вызываемые морскими волнами.

Для посадочных площадок и платформ, рассматриваемых как независимые конструкции (не включаемые в состав корпуса судна при оценке его общей прочности), должны быть рассмотрены следующие виды нагрузок:

силы тяжести и инерционные нагрузки конструкции с установленным на ней оборудованием;

ветровые нагрузки;

нагрузки от льда.

В условиях посадки сила посадочного удара должна рассматриваться совместно со связанными с условиями осуществления удара другими внешними нагрузками. Расчетные сочетания нагрузок в эксплуатационных условиях должны комбинироваться следующим образом:

.1 в условиях посадки вертолета учитываются посадочные статические и динамические воздействия, а также силы тяжести и инерционные нагрузки конструкции палубы (площадки) с установленным на ней оборудованием;

.2 в условиях перевозки (вертолет закреплен на судне) принимаются во внимание:

силы тяжести вертолета и действующие на него инерционные нагрузки;

силы тяжести конструкции палубы (площадки) с оборудованием и инерционные нагрузки;

нагрузки при изгибе корпуса судна;

волновые давления;

нагрузки от льда на вертолетную палубу (площадку) и поддерживающие ее конструкции;

нагрузки при заливании волной пиллерсов, закрепляющих вертолетную площадку;

ветровые нагрузки на вертолет и на площадку.

Наиболее важным и специфическим видом внешнего воздействия на палубы и площадки является ударное нагружение при посадке вертолета. При прогнозировании посадочных нагрузок на вертолетные палубы необходимо учитывать основные особенности процесса посадки (рис. 1).

Рис. 1
Посадка вертолета на палубу судна

Вследствие расположения центра тяжести вертолета на оси вращения несущего винта эксплуатационная посадка аппарата на горизонтальную плоскость при отсутствии крена и тангажа вертолета происходит с почти одновременным касанием колес переднего и заднего шасси. При движении посадочной площадки (например, вследствие бортовой и килевой качки судна) имеет место пренебрежимо малая разность уровней посадочной поверхности палубы в местах касания

колес переднего и заднего шасси по сравнению с ходом амортизатора и обжатием шины колеса при посадке. При этом наблюдается примерно такое же соотношение между усилиями, воспринимаемыми передним и задним шасси, которое имеет место при стоянке вертолета. Посадка – это этап полета, представляющий наибольшую опасность для прочности вертолета, не способного выдерживать чрезмерные посадочные удары. После касания хотя бы одним колесом настила, начинается процесс медленного уменьшения оборотов несущего винта. Первоначальный динамический удар одного или нескольких колес по настилу палубы не должен приниматься во внимание при расчете прочности палубы, поскольку в это время весь вес вертолета еще удерживается несущим винтом, и удар по посадочной площадке происходит не всей массой вертолета, а малой (по сравнению с ней) массой одного или нескольких колес, подвешенных на податливых амортизаторах. Пока винт быстро вращается и создается значительная подъемная сила, посадочные нагрузки малы. Когда же винт сильно замедляет вращение и быстро падает его тянущая сила, начинает стремительно нарастать скорость приближения вертолета к посадочной поверхности и создается неблагоприятная ситуация. Она усугубляется, если при интенсивной качке судна контактные взаимодействия колес с посадочной поверхностью могут резко уменьшиться или даже пропасть на короткое время и следующий за отрывом колес новый контакт, сопровождаемый движением посадочной поверхности навстречу вертолету, приведет к очень быстрому нарастанию нагрузок и усилению динамических явлений. Поэтому, как правило, летчики осторожно снижают обороты несущего винта, и в условиях волнения резко возрастают требования к совершенству техники пилотирования. Летчик, как правило, после первого соприкосновения колес с палубой продолжает осторожно снижать скорость вращения винта. Быстрый сброс числа оборотов при штатной (эксплуатационной) посадке может иметь место, только в случае, когда примерно 2/3 веса вертолета передано статически на палубу или посадочную площадку. Даже оставшаяся (меньшая) часть веса создает высокую динамичность нагружения, поскольку эффект потери винтом несущей способности практически эквивалентен мгновенному скачку нагрузки, составляющему порядка 1/3 веса вертолета (при эксплуатационной посадке) или выше (в аварийных условиях). Именно оставшаяся часть веса, заставляет вертолет вначале ускоренно двигаться вниз. При этом быстро увеличивается его вертикальная скорость и кинетическая энергия. Причинами увеличения скорости могут быть также порывы ветра

и ошибки пилотирования. Затем движение замедляется вследствие развития упругих восстанавливающих сил и сил сопротивления в шасси и в демпферах. Наибольшие нагрузки на палубу имеют место при снижении вертикальной скорости практически до нуля и максимальном ходе амортизаторов шасси и максимальном обжатии шин колес.

Таким образом, максимальная нагрузка на палубу при посадочном ударе зависит от скорости приближения вертолета к поверхности палубы при посадке, интенсивности качки и способности системы амортизации уменьшать динамические нагрузки. Величина фактической скорости посадки – это характеристика качества пилотирования. Высокая скорость – это «жесткая посадка». Фактическая скорость не должна превышать допустимую скорость посадки, зависящую от качеств, присущих конкретному типу вертолета. Допустимая скорость обычно определяется прочностью подсистем вертолета и, в первую очередь, прочностью шасси. При превышении этой допустимой скорости с высокой вероятностью должно происходить повреждение шасси.

Система амортизации шасси, снижающая уровень динамичности нагружения палубных конструкций, у каждого типа вертолета имеет свои индивидуальные особенности. Например, отечественные тяжелые вертолеты типа Ка-32 (рис. 2), масса которых составляет

Рис. 2

Судовой многоцелевой вертолет Ка-32с, предназначенный для ведения ледовой разведки, разгрузки судов, обслуживания плавучих платформ и буровых вышек на континентальном шельфе (взлетный вес – 11000 кг, максимальная коммерческая нагрузка – 5000 кг, максимальная скорость – 250 км/ч, крейсерская скорость – 230 км/ч, максимальная скороподъемность – 15 м/с, практическая дальность полета – 900 км, максимальная продолжительность полета – 6 ч)

11,6 т, имеют давление воздуха в шинах колес 10,8 атм. Вертолеты типа Ми-32, масса которых составляет 15,6 т, имеют основные колеса с давлением воздуха в шинах 4,0 атм. и, следовательно, более тяжелый вертолет имеет более податливые шины, чем легкий. Из сказанного следует сделать вывод: не только масса, но и другие индивидуальные особенности каждого вертолета значимы при прогнозировании максимальных нагрузок при посадочном ударе и, в принципе, их целесообразно учитывать при выполнении расчетов прочности конструкций вертолетных палуб и площадок.

С учетом отмеченных выше особенностей динамических явлений при посадке вертолета разработана математическая модель динамического взаимодействия вертолета с палубой, предназначенная для анализа внешних воздействий на палубу [4]. При ее создании использован метод приведения Ю.А. Шиманского [5] в сочетании с прямой линеаризацией [1] жесткости рессор и вязкостных свойств демпфера посадочного устройства. В качестве точки приведения рассматривается центр тяжести вертолета. Схема динамического взаимодействия вертолета с палубой может быть представлена в виде, изображенном на рис. 3. Предполагается, что масса M вертолета 1 совершает при посадке перемещения $q(t)$. Одновременно совершаются перемещения $z(t)$ опорной поверхности (палубы 2), обусловленные качкой судна (буровой платформы). Эти перемещения вызывают появление при колебаниях вертолета на посадочном устройстве дополнительных возмущающих сил, связанных с качкой.

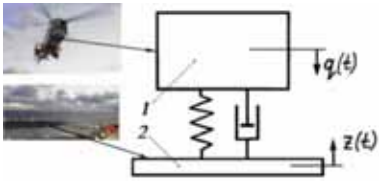


Рис. 3
Схема динамического взаимодействия вертолета с палубой при посадке

Будем полагать, что совершающий посадку вертолет вначале медленно передает некоторую часть своего веса на палубу, постепенно уменьшая число оборотов несущего винта. При этом сила

веса действует на посадочное устройство и на палубу статически, а перемещения $q(t)$ представляют собой статические перемещения, равные

$$q_{ст} = Q_{ст} / c,$$

где $Q_{ст} = Mg\alpha$;
α – часть веса тела с массой M, переданная к моменту времени τ на палубу судна (обычно принимается $\alpha \approx 0{,}66$);
c – приведенная жесткость посадочного устройства.

В момент времени τ прекращается передача крутящего момента на вал несущего винта и наблюдается явление, подобное падению вертолета на палубу с очень малой высоты, т. е. быстрая передача оставшейся части веса вертолета, равной $1 - \alpha$, на конструкции судна. Продолжительность такого «падения» достаточно мала. Она зависит в определенной мере от инерционных свойств несущего винта, малых по сравнению с инерционными свойствами вертолета в целом. Рассматривая небольшой временной интервал после момента времени τ, дифференциальное уравнение вертикального движения вертолета (тела 1) можно записать в следующем виде:

$$M\ddot{q} + f\dot{q} + cq = Q_{ст} + \Delta Q\sigma(t - \tau) + Q_k, \qquad (1)$$

где $\Delta Q = Mg(1 - \alpha)$;
$Q_k = cz + fz$;
f – приведенный коэффициент демпфирования.

Полагая, что в течение рассматриваемого интервала времени скорость $V = z$ изменяется мало, решения линеаризованного уравнения (1), соответствующие второму и третьему слагаемым в правой части, т. е. возмущающим силам $\Delta Q\sigma(t - \tau)$ и Q_k, можно записать в виде:

$$q_1(t) = \frac{\Delta Q}{c}\left[1 - \left(\cos(t - \tau) - \frac{h}{k_*}\sin(t - \tau)\right)e^{-h(t-\tau)}\right];$$

$$q_2(t) = \frac{V\,ft}{c} - \frac{Vf}{c\,k_*}e^{-h(t-\tau)}\sin(t-\tau) + \frac{fV}{c}\left[1 - \left(\cos(t - \tau) - \frac{h}{k_*}\sin(t - \tau)\right)e^{-h(t-\tau)}\right]; \qquad (2)$$

где $h = f/(2M)$;
$k_* = \sqrt{c/M - h^2}$.

Законы движения $q_1(t)$ и $q_2(t)$ представлены на рис. 4.

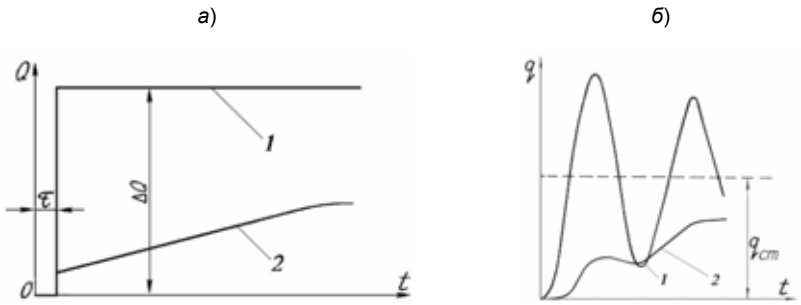


Рис. 4
Возмущающие силы $\Delta Q\sigma(t-\tau)$ (график 1) и Q_k (график 2 *а*)
и соответствующие им законы движения $q_1(t)$ (график 1) и $q_2(t)$ (график 2 *б*)

Наибольшее значение силы, воздействующей на палубу, наблюдается в момент времени, соответствующий наибольшему смещению массы M в нижнее положение. Это смещение складывается из статической составляющей $q_{ст} = Q_{ст} / c$, а также трех динамических составляющих, связанных с перемещениями $q_1(t)$, $q_2(t)$ и с квазистатическим перемещением q_3, обусловленным порывом ветра. Заметим, что перемещения $q_1(t)$ и $q_2(t)$ пропорциональны скорости палубы V, а перемещение q_3 пропорционально квадрату скорости порыва ветра.

Для получения простой расчетной формулы для оценки наибольших воздействий на палубу принимается во внимание связь между параметрами ветра и волнения. Кроме того, учитывается возможность пренебрежения разностью уровней посадочной поверхности палубы в местах касания колес переднего и заднего шасси, из-за бортовой и килевой качки, по сравнению с вертикальными перемещениями шасси (сумма хода амортизатора и обжатия шины колеса) и предполагается, что при посадке наблюдается примерно такое же соотношение между усилиями, воспринимаемыми передним и задним шасси, какое имеет место при стоянке вертолета. При таких подтверждаемых опытным путем допущениях посадочная нагрузка на колесо находится как нагрузка при стоянке вертолета, умноженная на коэффициент динамичности $k_д$. Для оценки этого коэффициента на основе выражений (2) в работе [4] получена следующая приближенная формула:

$$k_д = 0{,}66 + 0{,}34\,\eta + (0{,}82 - 0{,}37\,\eta)\,\nu\,\eta + 0{,}011\,\nu^2, \qquad (3)$$

где η – показатель динамичности шасси (η = 1,5 – для воздушно-жидкостных шасси и η = 1,9 – для стальных рессор);

$\nu = (2{,}2 + 0{,}2\,h_{3\%}) / \sqrt{g\,\delta_{ст}}$;

$h_{3\%}$ – высота волны 3 %-ной обеспеченности, м;

$\delta_{ст}$ – суммарное статическое перемещение центра тяжести вертолета от касания колес шасси опорной поверхности до полной передачи веса вертолета на эту поверхность (при стоянке вертолета в состоянии статического равновесия), состоящее из хода амортизатора и обжатия шины, м.

Результаты вычислений коэффициента $k_д$ по формуле (3) показывают, что его величина существенно зависит от эксплуатационного фактора (высоты волны $h_{3\%}$) и от конструктивных факторов вертолета (параметров η и $\delta_{ст}$). Такая зависимость, как правило, не принимается во внимание в рекомендациях ведущих классификационных обществ по оценке посадочных нагрузок, что исключает возможность хорошего совпадения этих нагрузок (при их варьировании в широком диапазоне изменения эксплуатационных и конструктивных факторов) с расчетными оценками, основанными на использовании формулы (3). Так, например, в нормативных документах DNV [6, 7] этот коэффициент принимается равным 2,0. В документах других обществ (ABS, Германского Ллойда и Российского морского регистра судоходства) принято считать, что нагрузка при посадке воздействует на палубу (площадку) только со стороны задних шасси вертолета и ее величина равна максимальному взлетному весу вертолета, увеличенному в 1,5 раза [6, 7]. При этом характер распределения стояночной нагрузки на палубу от воздействия отдельных колес не принимается во внимание.

Совпадение расчетных значений штатных посадочных нагрузок, найденных по рекомендациям DNV и других перечисленных выше обществ, имеет место только при таком распределении стояночных нагрузок на оси посадочных устройств, когда 75 % веса вертолета воспринимаются задними шасси. Если же 82 % веса вертолета передается на задние шасси (как, например, у тяжелого отечественного вертолета Ми-38), отличие в посадочных нагрузках будет составлять около 9 %, причем в соответствии с Правилами DNV нагрузки будут выше (как, впрочем, и в соответствии с рекомендациями завода-изготовителя этого вертолета).

Близкое совпадение оценок посадочных нагрузок, основанных на использовании формулы (3), наблюдается только с результатами расчетов по рекомендациям, содержащимся в Правилах Регистра Ллой-

да (Lloyd's Register) [8]. К хорошим отличительным особенностям этих Правил от документов других классификационных обществ можно отнести требования, предусматривающие определение расчетных нагрузок при посадке вертолета с учетом погодных условий (интенсивности волнения и ветра), а также в зависимости от параметров посадочного устройства (шасси). К таким параметрам, в частности, относятся тип устройства, ход колеса (относительно вертолета) и обжатие шины при посадке. Эти Правила также регламентируют разработку Руководства по посадке вертолета, содержащего 2 части. В первой из них должна приводиться информация о вертолетах, используемых при эксплуатации судна или платформы (их весовых характеристиках и организации раскрепления). Вторая часть должна содержать диаграммы посадки – документ, представляющий в графическом виде области ограничения запретов для посадки вертолетов на данное судно, устанавливаемых в зависимости от интенсивности волнения и веса вертолета с грузом.

2. Нормирование прочности

Принципиальным отличием нормативно-технических документов DNV [6, 7] от Правил других классификационных обществ в части нормирования прочности вертолетных палуб и площадок является рассмотрение не только эксплуатационных, но и аварийных условий нагружения и, соответственно, установление для каждого из таких условий своих нормативных требований. При этом аварийные посадочные нагрузки принимаются в 1,5 раза большими по сравнению с эксплуатационными.

При назначении толщин настила вертолетных палуб и площадок, а также размеров балок основного и рамного набора, с учетом эксплуатационных случаев нагружения, большинством классификационных обществ принимаются во внимание расчетные нормативные пределы текучести по нормальным и касательным напряжениям σ_n и τ_n, определяемые с учетом верхнего предела текучести материала R_{eH}. В частности, нормативный предел текучести по нормальным напряжениям вычисляется по формуле

$$\sigma_n = 235 / \eta,$$

где η – коэффициент использования механических свойств стали, определяемый по табл. 1.

Таблица 1

R_{eH}	235	315	355	390
η	1,0	0,78	0,72	0,68

Допускаемые напряжения принимаются равными от 60 до 70 % от нормативного предела текучести материала палубы для настила и от 50 до 65 % – для балок набора. Причем, меньшие значения принимаются для конструкций, расположенных в средней части судна (и участвующих в общем изгибе корпуса), а большие – для конструкций, слабо деформирующихся при общем изгибе (находящихся в оконечностях судна или на шельфовых сооружениях).

В правилах DNV особое внимание уделяется нормативным требованиям к вертолетным площадкам и палубам, изготовленным с использованием нестандартных алюминиевых профилей (рис. 5), позволяющих снижать материалоемкость конструкций, облегчающих прокладку специальных нагревательных устройств для борьбы с обледенением посадочных поверхностей и находящих все более широкое использование на морских сооружениях.

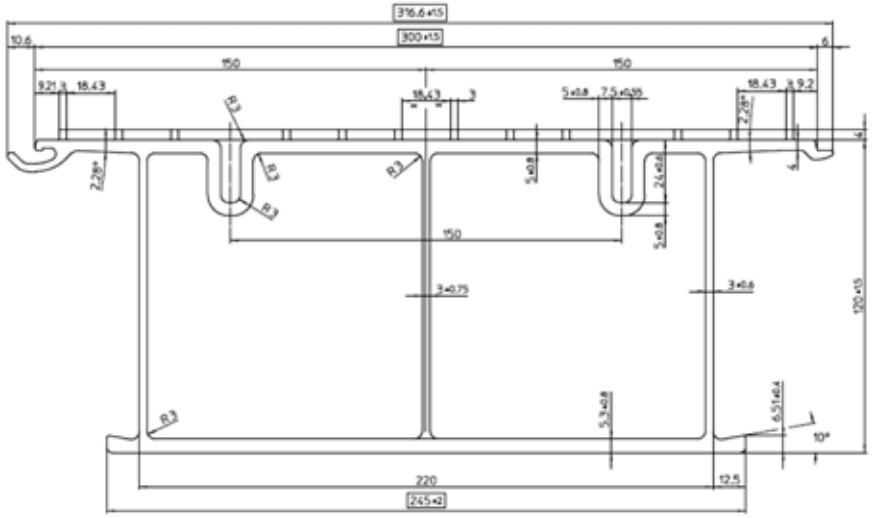


Рис. 5
Поперечное сечение алюминиевого профиля, использованного для изготовления вертолетной палубы буровой установки для Штокмановского месторождения

Правила устанавливают требования экспериментальной проверки несущей способности этих профилей при помощи испытаний под нагрузкой (рис. 6).

а) *б*)

Рис. 6
Испытания под нагрузкой нестандартных профилей из алюминиевых сплавов:
а) испытательный стенд с установленными на нем профилями в сборе;
б) приложение силы через резиновые площадки,
установленные под стальной пластиной

Испытательная нагрузка должна соответствовать максимальным силовым воздействиям при посадке вертолета, причем необходимо создавать не только вертикальную составляющую нагрузки, но и горизонтальную, величина которой должна быть равной половине значения вертикальной силы. Кроме того в Правилах оговаривается, что процедура испытаний под нагрузкой должна быть утверждена до проведения испытаний представителями DNV, испытания под нагрузкой должны проводиться под наблюдением представителя DNV, а отчет о проведенных испытаниях и его результатах должен быть одобрен DNV.

3. Рекомендации по совершенствованию нормативно-технической документации

На основе результатов анализа опыта обеспечения прочности вертолетных палуб и площадок исследований, а также расчетных исследований посадочных нагрузок можно сформулировать следующие рекомендации по совершенствованию используемой в практике классификационных обществ нормативно-технической документации, ре-

гламентирующей требования к прочности вертолетных палуб и площадок на судах, кораблях и шельфовых сооружениях.

1. С целью достижения требуемого уровня безопасности и прочности палуб и площадок при их минимальной материалоемкости, а также для получения рациональных конструктивных решений целесообразно нормировать прочность конструкций как в условиях наибольших эксплуатационных силовых воздействий, так и при аварийном нагружении. В качестве наибольших аварийных нагрузок необходимо рассматривать те силы, превышение которых в соответствии с нормами прочности вертолетов приводит к разрушению их посадочных устройств или других частей. Для ограничения снижения общей прочности судна и предотвращения его гибели, а также для уменьшения экономических потерь при аварии вертолета необходимо принять меры по локализации повреждений палубы и предотвращению разрушений отдельных перекрытий и палубы в целом. При нагрузках, вызывающих разрушение вертолетных конструкций, можно считать допустимым появление некоторых местных разрушений пластин и ребер жесткости вертолетной палубы и появление ограниченных остаточных деформаций рамного набора, сопоставимых с теми, которые допускаются установленными строительными (технологическими) нормативами. Уровень остаточных деформаций может оцениваться прямыми расчетами напряженно-деформированного состояния конструкций с использованием численных методов (например, на основе МКЭ) или путем постановки специальных экспериментов. Отметим здесь, что в соответствии с отечественными и зарубежными нормами прочности вертолетов наибольшие значения разрушающих нагрузок обычно превышают средние значения эксплуатационных нагрузок примерно в 1,5 раза. Введение в качестве расчетного случая нагружение палубы при аварийной посадке обеспечивает подобие подходов к обеспечению прочности и надежности конструкций как вертолета, так и вертолетной палубы. Наоборот, исключение этого расчетного случая (аварийной посадки) из рассмотрения может привести к опасным последствиям, связанным с чрезмерными разрушениями палуб, снижением общей прочности судов и гибелью людей в подпалубных помещениях (если они предназначены для нахождения в них людей) в аварийных ситуациях, вероятность которых, в соответствии с опытом использования вертолетов на объектах морской техники, следует признать достаточно высокой.

2. Наибольшие эксплуатационные нагрузки (коэффициенты динамичности $k_д$) должны определяться с учетом основных эксплуатаци-

онных факторов (например, интенсивность волнения) и важнейших конструктивных параметров вертолета. Для каждого типа (марки) вертолета целесообразно регламентировать предельно допустимую интенсивность волнения и скорость ветра при посадке на данный объект морской техники, а в необходимых случаях и предельно допустимый по условиям посадки вес перевозимого груза.

3. При оценке прочности конструкций посадочных палуб и площадок необходимо принимать во внимание горизонтальные составляющие эксплуатационных и аварийных нагрузок при посадке. Особую актуальность это требование приобретает при использовании специальных (нестандартных) профилей из алюминиевых сплавов для изготовления вертолетных палуб.

4. Для обеспечения требуемого уровня прочности, надежности и безопасности вертолетных палуб, изготавливаемых с использованием специальных (нестандартных) профилей из алюминиевых сплавов, рекомендуется выполнение двух специальных видов испытаний, направленных на выявление следующих особенностей поведения и свойств конструкций:

.1 отсутствие остаточных деформаций при действии наибольших эксплуатационных нагрузок и недопустимо больших остаточных деформаций при аварийных воздействиях;

.2 способность конструкций выдерживать вес вертолета в условиях сильных тепловых воздействий при возгорании вертолета.

Требования к проведению первого вида испытаний:

балки и панели, испытанные при действии аварийной нагрузки, а также их элементы не должны иметь недопустимых остаточных прогибов;

расстояние между местами приложения нагрузок должно соответствовать расположению колес шасси;

наиболее опасное место приложения эксплуатационной нагрузки должно быть выбрано с точки зрения появления остаточных деформаций;

испытательная нагрузка должна быть распределена по площадям отпечатков колес во время посадки вертолета в соответствии с данными, представленными изготовителем вертолета.

При моделировании зоны контакта (отпечатков) колес вертолета, рекомендуется использовать резиновые прокладки, эквивалентные по размеру площади контакта. Прокладки должны быть установлены под стальной пластиной, к которой приложена сила.

Результаты работы могут быть использованы при совершенствовании нормативно-технической документации, регламентирующей

вопросы прочности вертолетных палуб и площадок на судах, кораблях и шельфовых сооружениях.

Список литературы

1. Пановко Я.Г. Введение в теорию механических колебаний. – М. : Наука, 1971.

2. Правила Германского Ллойда, ч. 1. – 2008.

3. Правила классификации и постройки морских судов. – СПб. : Российский морской регистр судоходства, 2010.

4. Разработка предложений по совершенствованию разделов правил Российского морского регистра судоходства, регламентирующих вопросы прочности вертолетных площадок на судах и плавучих буровых установках : отчет о НИР / ООО «ТГР Инжиниринг». – СПб., 2010 г.

5. Шиманский Ю.А. Динамический расчет судовых конструкций. – Л. : Судпромгиз, 1961.

6. DNV Offshore Standard DNV-OS-E 401, Helicopter decks.

7. DNV Rules for Ships, January 2010.

8. Lloyd's Register Rulefinder 2003, Version 9.0, Lloyd's Register Rules and Regulations. Rules and Regulations for the Classification of Naval Ships. Ship Structures. Military Design and Special Features. Military Load Specification. Aircraft operations.

УДК 629.12.01

МЕТОДИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ПРОГРАММНОГО ОБЕСПЕЧЕНИЯ ПОДГОТОВКИ ДАННЫХ ДЛЯ ВЫПОЛНЕНИЯ ПРЯМЫХ РАСЧЕТОВ ПРОЧНОСТИ КОРПУСНЫХ КОНСТРУКЦИЙ НЕФТЕНАЛИВНЫХ И НАВАЛОЧНЫХ СУДОВ В СООТВЕТСТВИИ С ТРЕБОВАНИЯМИ ОБЩИХ ПРАВИЛ МАКО

В.Н.Тряскин, *д-р техн. наук, СПбГМТУ*
С.Н. Рюмин, *канд. техн. наук, СПбГМТУ*
Ю.А. Смирнов, *канд. техн. наук, СПбГМТУ*
А.В. Матросов, *канд. техн. наук, СПбГУ*
Л.П. Неверовская, *СПбГМТУ*
М.А. Кутейников, *д-р техн. наук,*
ФГУ «Российский морской регистр судоходства»
М.С. Бойко, *ФГУ «Российский морской регистр судоходства»*

Ключевые слова: *Общие Правила МАКО, расчеты прочности, метод конечных элементов*

Методические принципы подготовки данных для выполнения прямых расчетов прочности корпусных конструкций в соответствии с требованиями Общих Правил МАКО

В соответствии с методологическими положениями Общих Правил МАКО (далее – CSR) прямые расчеты прочности корпусных конструкций могут выполняться для верификации проектных решений, полученных на основе предварительной проверки/проектирования конструкций корпуса по требованиям CSR (Prescriptive Rules). Такие расчеты могут потребоваться для оценки предельной прочности корпуса судна и устойчивости его элементов, уточнения размеров элементов балок рамного набора, определения усталостной долговечности конструкций (Chapter 7 CSR-BC [6], Section 9-CSR-OT [5]). В этих разделах CSR приведены конкретные указания, какие конструкции подлежат верификации, какие конечно-элементные модели (КЭ-модели) должны применяться, а также представлены алгоритмы расчетных процедур.

СПбГМТУ разрабатывает по заказу ФГУ «Российский морской регистр судоходства» (далее – Регистр) автоматизированную систему (рабочее название «SysCheck_Hull») для целей предварительной проверки конструкций корпуса на предмет соответствия требованиям CSR. Блок для выполнения прямых расчетов прочности также предполагается включить в состав этой автоматизированной системы.

В рамках работ по созданию программного обеспечения были предложены методические принципы подготовки данных для выполнения прямых расчетов прочности корпусных конструкций нефтеналивных и навалочных судов в соответствии с требованиями CSR. Оценена эффективность привлечения для решения таких задач лицензионных программных продуктов FEMAP-NASTRAN NX.

Общая схема решения задачи, реализующая предложенные методические принципы, показана на рис. 1. Необходимые данные по корпусу судна готовятся средствами системы SysCheck_Hull. Затем эта информация используется для подготовки КЭ-моделей. Эта задача решается средствами специализированного программного

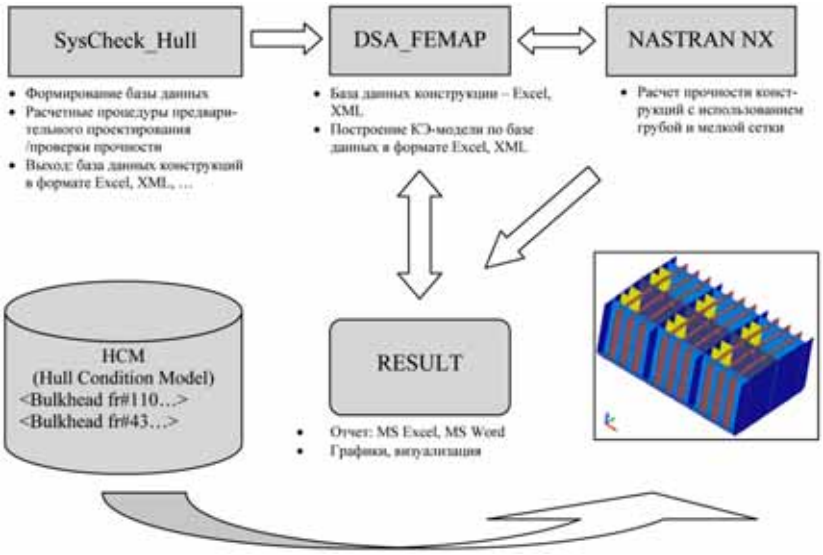


Рис. 1
Общая схема решения задачи

блока DSA – FEMAP, предназначенного для подготовки КЭ-модели трех отсеков корпуса судна с широким использованием инструментов лицензионного программного продукта FEMAP. Прямой анализ прочности конструкции реализуется средствами универсального пакета NASTRAN NX. Результаты расчетов затем используются, например, для оценки усталостной долговечности на основе требований CSR. Эти требования достаточно просто формализовать инструментами Microsoft Excel. Результаты решения задачи представляются в отчетных документах в формате Microsoft Excel и Microsoft Word.

База данных системы SysCheck_Hull содержит всю информацию, необходимую для выполнения проектировочных и проверочных расчетов конструкций транспортных судов по требованиям CSR, для оценки технического состояния корпусных конструкций [3]:

главные размерения судна, коэффициенты полноты корпуса, таблицу шпаций, другую общую информацию;

информацию о форме (геометрии) корпуса судна и его внутренних (структур) конструкций;

подробную конструктивную информацию, определяющую форму листов, образующих наружную обшивку, настилы палуб и платформ, полотнище переборок и т. д., форму вырезов в листовых конструкциях, параметры книц и бракет (информация позволяет представить элементы корпуса в трехмерном виде);

данные обо всех основных отсеках судна;

информацию о материале конструкций;

результаты проектировочных / проверочных расчетов конструкций (требуемые и принятые толщины листов, характеристики профильного проката / параметры составного профиля, из которых изготавливаются балки основного и рамного набора, подкрепляющие элементы – ребра жесткости).

Для подготовки базы данных разработано оригинальное программное обеспечение. В частности, наиболее сложные задачи – упрощенное описание геометрии и конструкции корпуса возможно различными способами [2]:

обработка результатов геометрического и конструктивного моделирования, выполненного средствами других автоматизированных систем (AutoCAD, Проект-1, …);

обработка данных, представленных на проектных чертежах (теоретическом чертеже, растяжке наружной обшивки, конструктивных чертежах второго дна, палуб, платформ, переборок, …);

обработка данных, представленных на упрощенных конструктивных схемах, которые входят в состав отчета по замерам технического состояния конструкций корпуса судна.

Фрагменты результатов формирования базы данных по геометрии и конструкции корпуса судна представлены на рис. 2 – 6.

База данных представляется в виде документа XML «Extensible Mark-up Language» [4], созданного в соответствии со схемой HCM. Эта схема разработана в рамках проекта CAS [7] и определяет словарь языка XML, позволяющего описать конструкции судна для задач проектировочных/проверочных расчетов прочности и оценки технического состояния. Создание базы данных в формате документа XML выполняется специализированным программным модулем. Фрагмент документа XML приведен на рис. 7.

XML был выбран в качестве базовой технологии для представления информационных моделей, так как это современный и надежный подход к описанию структурированных данных. XML предоставляет механизм для создания, хранения и обмена комплекса организованных данных, как между программными приложениями, так и информационными системами. XML обеспечивает возможность сочетания данных о содержании и смысле через технологию разметки «Mark-up». XML играет важную роль в проектировании и разработке технического прикладного программного обеспечения.

Будучи производным от SGML (Standard Generalized Mark-up Language, ISO_8879), XML был изначально разработан и использовался для структурирования электронных документов для Интернета. Однако из-за своей расширяемости и широкой доступности он быстро стал любимой технологией разработчиков программного обеспечения для определения отраслевых форматов данных, так называемых «XML-словарей». XML следует рассматривать как семейство связанных и взаимно дополняющих технологий, которые расширяют использование XML для многих сфер бизнеса, в том числе для хранения, обмена и обработки сложных технических данных.

Методика и программное обеспечение анализа данных, представленных документом XML, а также методика и программное обеспечение решения обратной задачи – компоновка данных в виде документа XML – разработаны СПбГМТУ в рамках договоров, финансирование которых обеспечивалось Регистром. При этом предполагалось, что геометрические и конструктивные модели конструкций корпуса судна создаются средствами автоматизированной системы SysCheck_Hull.

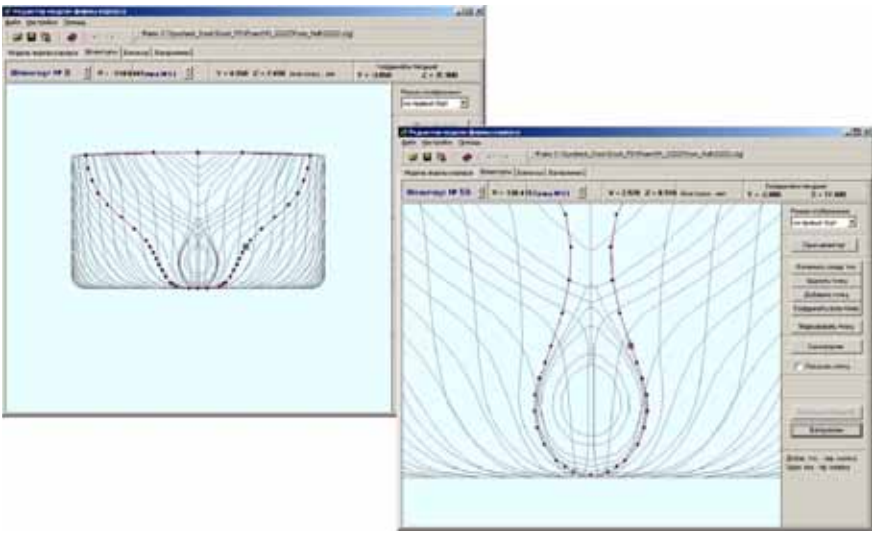


Рис. 2
Результаты описания формы корпуса
при помощи программного комплекса «Графический редактор»

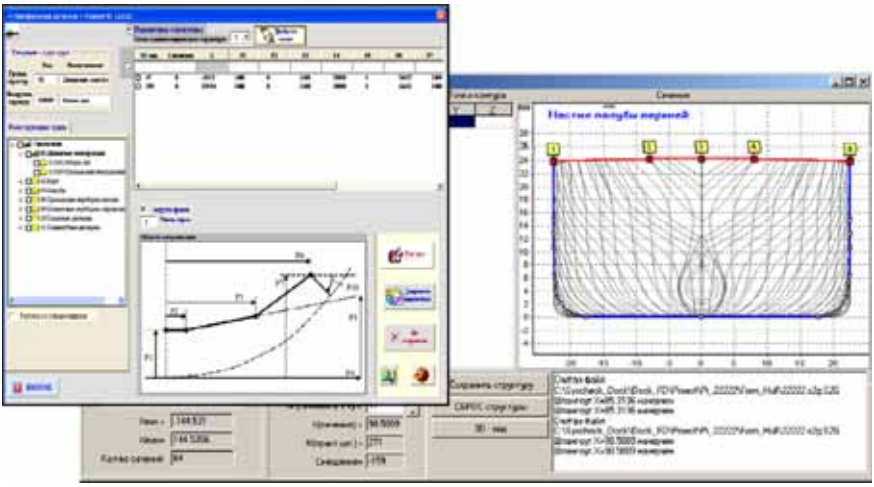


Рис. 3
Описание геометрии внешних и внутренних структур корпуса

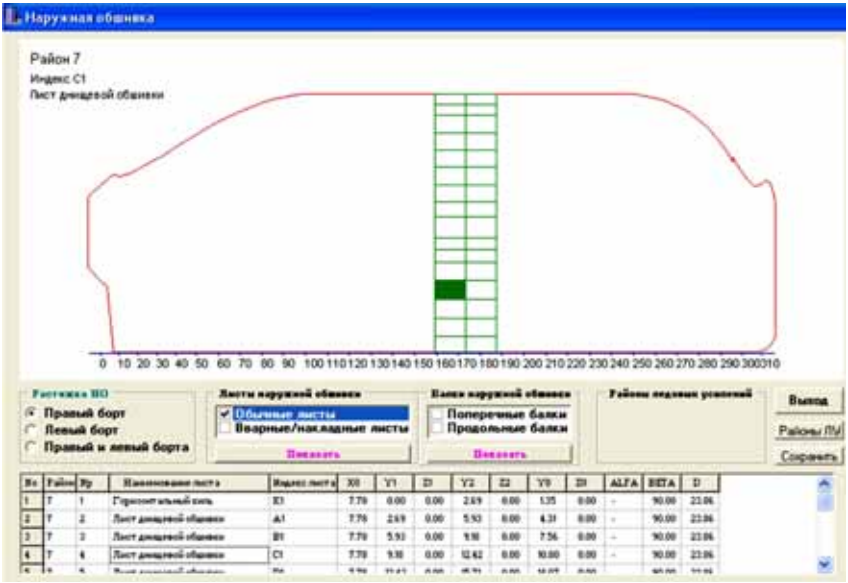


Рис. 4
Фрагмент подготовки информации по листам растяжки наружной обшивки

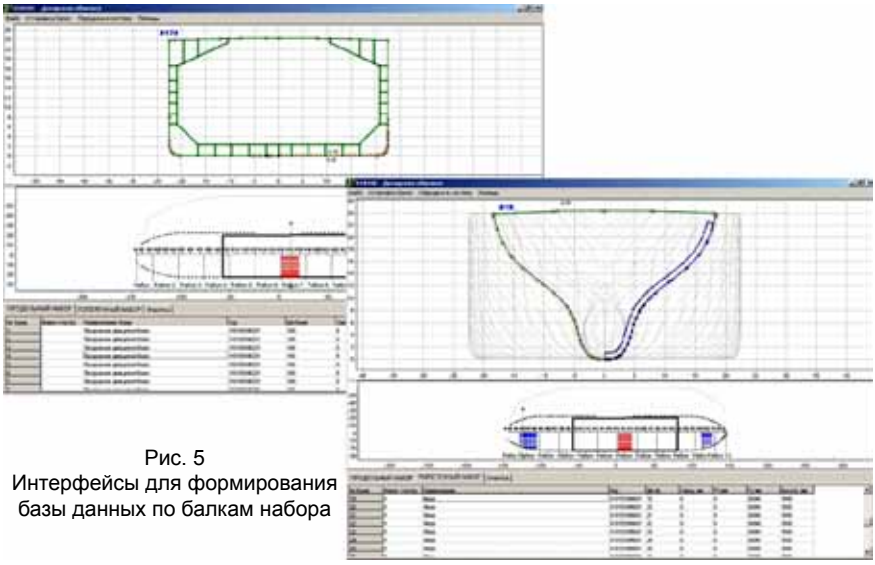


Рис. 5
Интерфейсы для формирования базы данных по балкам набора

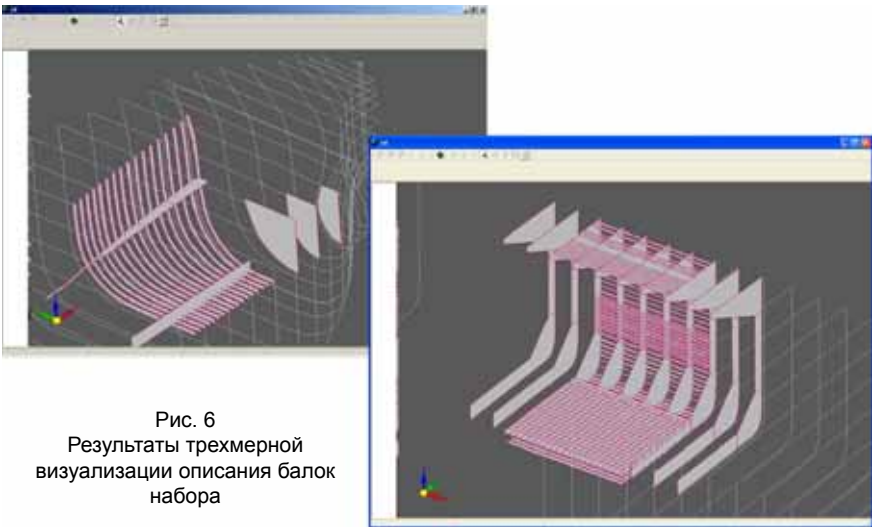


Рис. 6
Результаты трехмерной визуализации описания балок набора

```
<?xml version="1.0" encoding="WINDOWS-1251"?>
- <HullCondition schemaVersion="1.16">
  - <HullStructure>
    - <Plates>
      - <Plate side="P" maxDiminution="0" builtThickness="0.0105" thickness="0.0105" number="1"
        strake="WingBRLA" name="WingBRLA1" memberId="mem3" id="plate100">
        - <OuterContour>
            <Vertex z="14.764" y="-16.12" x="0.9"/>
            ...
          </OuterContour>
        - <InnerContour>
            <Vertex z="15.908" y="-15.476" x="0.9"/>
            ...
          </InnerContour>
        </Plate>
        ...
      </Plates>
    - <StructureMembers>
        <Member name="110103" id="mem3" type="WING_BULKHEAD"/>
        ...
      </StructureMembers>
    - <Compartments>
      - <Compartment side="P" name="Wing Tank 4-5" id="comp7">
        - <ReferencedPlates>
            <PlateId>plate100</PlateId>
            ...
          </ReferencedPlates>
        </Compartment>
        ...
      </Compartments>
    </HullStructure>
</HullCondition>
```

Рис. 7
Фрагмент документа XML

Специализированный программный модуль DSA-FEMAP, предназначенный для решения ряда задач формирования КЭ-модели с использованием инструментов, представляемых FEMAP, разработан для учета особенностей объекта (корпуса судна). Программный комплекс FEMAP, который, фактически, является препроцессором для программного комплекса NASTRAN NX, имеет возможности для работы с документами XML, так как содержит язык VBA, позволяющий подключить библиотеку Microsoft MSXML для обработки документов XML. Фирма Simens PLM software, которой принадлежат права на это программное обеспечение, проводит очень гибкую политику в плане внедрения своего программного продукта. Университеты имеют большие льготы в получении лицензий, что очень важно для обучения студентов и специалистов, исследования эффективности предлагаемых инструментов, выработки рекомендаций для организаций, которые хотят приобретать лицензионные программные средства.

Программный комплекс FEMAP-NASTRAN NX принят в качестве основного инструмента для анализа прочности конструкций в ведущей проектно-конструкторской организации в области надводного кораблестроения и современного транспортного судостроения – Северном ПКБ. Эти же программные средства используются в классификационном обществе Бюро Веритас для обеспечения работы с CSR в автоматизированной системе VeriStar_Hull.

В связи с этим, при разработке программного обеспечения автоматизированной системы для прямых расчетов прочности по заказу Регистра принято решение базироваться на программном комплексе FEMAP-NASTRAN NX.

Создание КЭ-модели – один из самых трудоемких этапов в задачах расчета прочности конструкций корпуса морских сооружений методом конечных элементов. В предлагаемой схеме эта проблема эффективно решается с помощью разработанного программного блока DSA_FEMAP (Direct_Strength_Analysis) [1]. Используются средства FEMAP-API приложения. FEMAP-API является OLE / COM инструментом, ориентированным на интерфейс FEMAP. Он содержит сотни функций, которые могут быть вызваны из Visual Basic, VBA (Excel, Word, Access, ...), C или C++. Блок DSA_FEMAP написан на языке Visual Basic 6.0.

В существующей версии программный модуль DSA_FEMAP предназначен для автоматизации подготовки КЭ-модели цилиндрической части нефтеналивного или навалочного судна. Основные функции блока DSA_FEMAP:

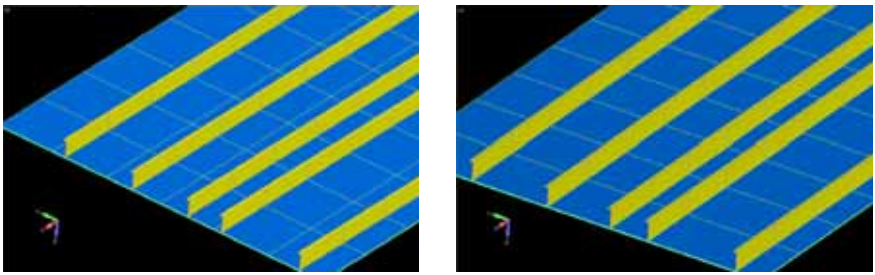
обеспечивает связь между SysCheck_Hull (выходные данные в формате XML) и FEMAP-NASTRAN NX (КЭ-модель – расчет МКЭ);

получает результаты расчета из FEMAP-NASTRAN NX и оформляет отчеты в виде MS Excel или MS Word.

В блоке DSA_FEMAP используется функция Layer FEMAP, которая помогает пользователю легче обрабатывать и посматривать модель.

Функции программного модуля DSA_FEMAP будут расширены. Предполагается с помощью этого модуля решать некоторые проблемы конечно-элементного моделирования, связанные с особенностью рассматриваемого объекта, в частности:

.1 создание связей между балками и листами, на которых они располагаются. Они должны иметь общий набор узлов на общей границе между ними. Чтобы установить такую связь, для каждого листа указываются все балки, которые находятся на нем, и с помощью методов FEMAP: feCurveProjectOntoSolid или feCurveProjectOntoSurfice (или команды Geometry\Curve-Fromsurfaces\Project графического интерфейса программы FEMAP) трассы балок проектируются на соответствующие листы (рис. 8);



а) Созданная сетка – неудачная

б) Улучшенная сетка

Рис. 8
Создание связей между балками и листами

.2 уточнение (улучшение) параметров конечных элементов (например, расчет условной толщины элемента, который объединяет части листов с различной толщиной);

.3 удаление разрывов между конечными элементами в районах, где происходит изменение раскроя наружной обшивки на листы в свя-

зи с изменением ширины листов или уменьшением их количества при изменении длины растянутого контура поперечного сечения (рис. 9);

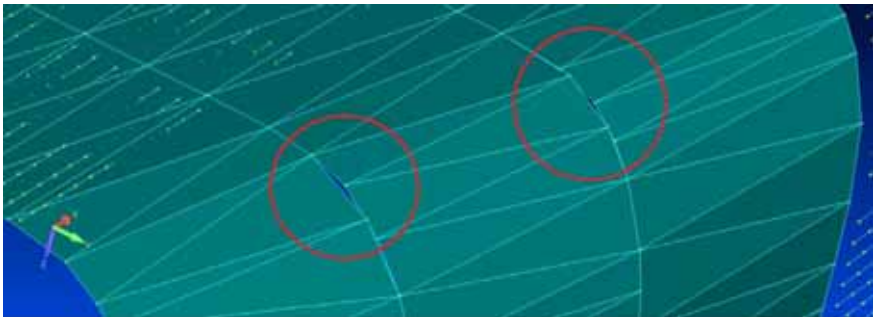


Рис. 9
Изменение ширины листов при изменении длины растянутого контура поперечного сечения (разрывы в поверхности)

.4 автоматизация подготовки информации по расчетным нагрузкам и приведение их к узловому виду;

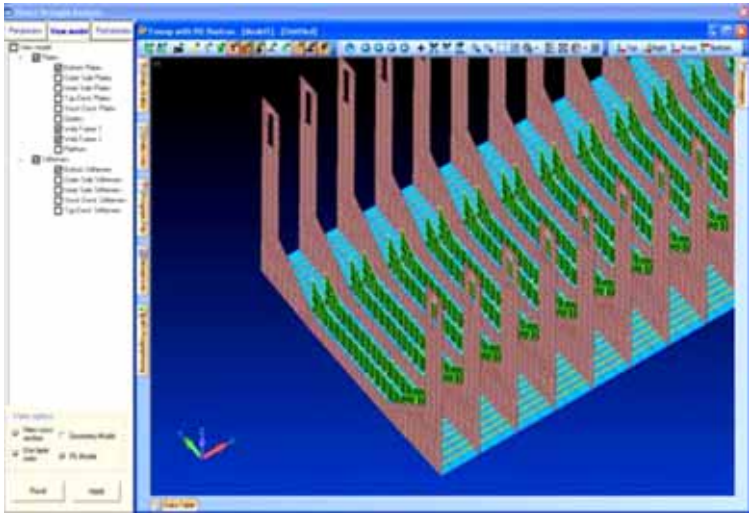
.5 задание граничных условий для КЭ-модели рассматриваемой части корпуса (например, на длине трех отсеков) в соответствии с рекомендациями CSR.

В существующей версии программного обеспечения эти проблемы решаются с использованием инструментов FEMAP-API. Некоторые дополнительные примеры использования инструментов FEMAP применительно к конструкциям транспортных плавучих доков представлены на рис. 10 – 12.

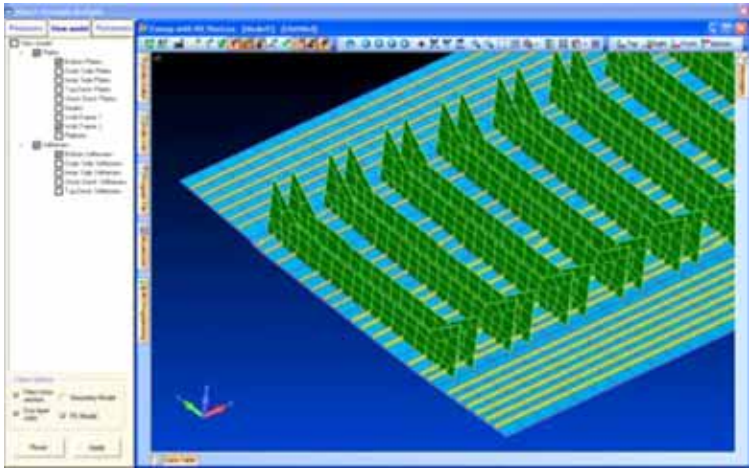
Пример реализации предлагаемого подхода

Предложенная методика была реализована в задаче расчета усталостной прочности танкера со следующими характеристиками: расчетная длина – 171,4 м, расчетная ширина – 32,2 м, высота борта – 17,8 м, осадка в полном грузу – 13,27 м, осадка в балласте – 5,00 м, полное водоизмещение – 49088 т. Танкер имеет одинарное дно и двойной борт.

Расчетная модель построена для трех центральных отсеков, каждый из которых имеет длину 16 м. Часть конструктивной схемы корпуса в пределах трех рассматриваемых отсеков создана автоматически

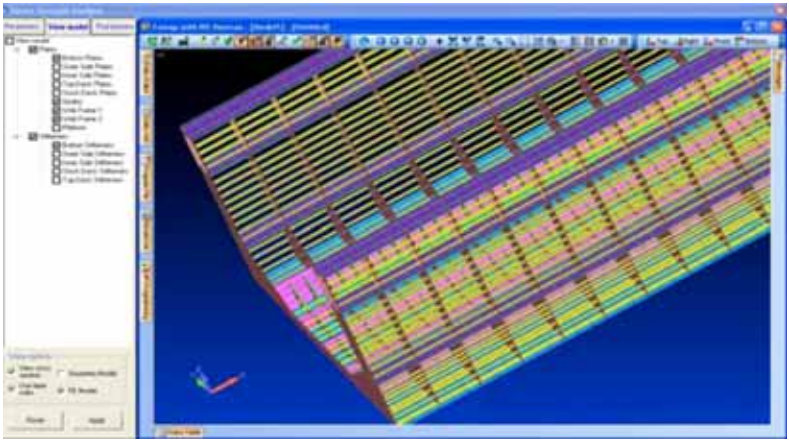


а)

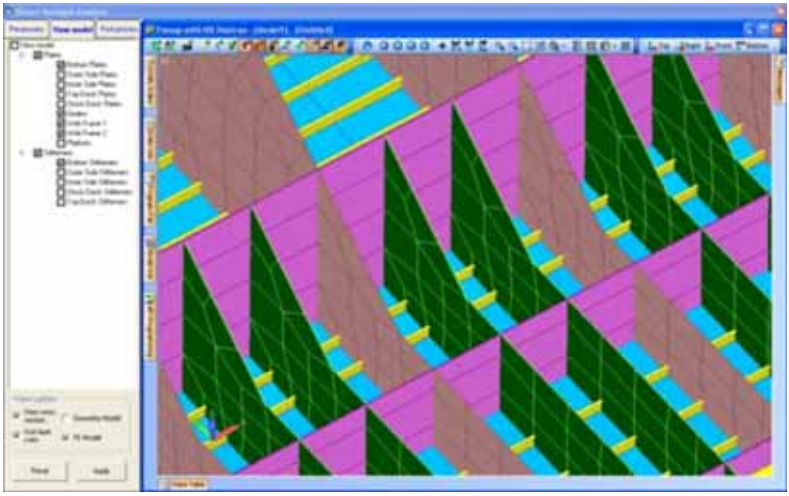


б)

Рис. 10
КЭ-модель поперечного и продольного набора корпуса транспортного дока



в)



г)

Рис. 10 (продолжение)
КЭ-модель поперечного и продольного набора корпуса
транспортного дока

с использованием программных процедур блока DSA_FEMAP. В соответствии с требованиями CSR анализировалось поведение модели при всех расчетных нагрузках, регламентируемых в Правилах.

На первом этапе при анализе прочности на основе модели трех отсеков была выбрана КЭ-модель с грубой сеткой. Цель такого расчета – выявление узлов, где ожидаются наибольшие напряжения. КЭ-модель трех центральных отсеков и результаты расчета на этом этапе для случая нагрузки *L*1 (судно в полном грузу, динамическое волновое давление (размах) прикладывается только к борту корпуса судна, где располагается анализируемый узел) показаны на рис. 11.

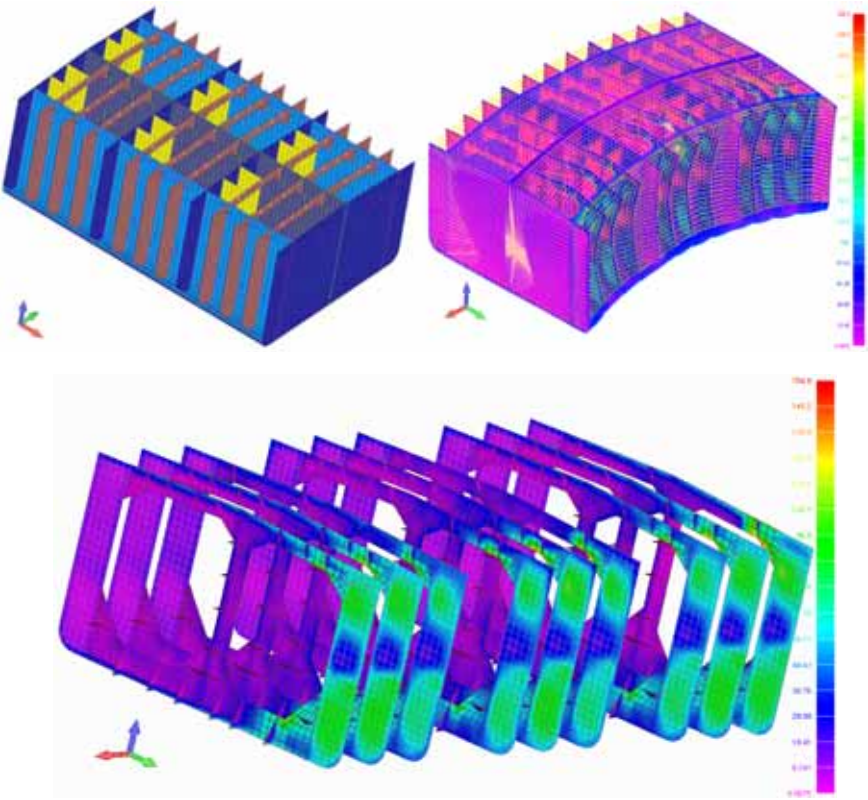


Рис. 11
КЭ-модель с грубой сеткой и результаты расчета для случая нагрузки *L*1

По результатам первого этапа выбран узел соединения рамного бимса с диафрагмой внутреннего борта. Мелкая сетка разбиения для рассматриваемого узла показана на рис. 12.

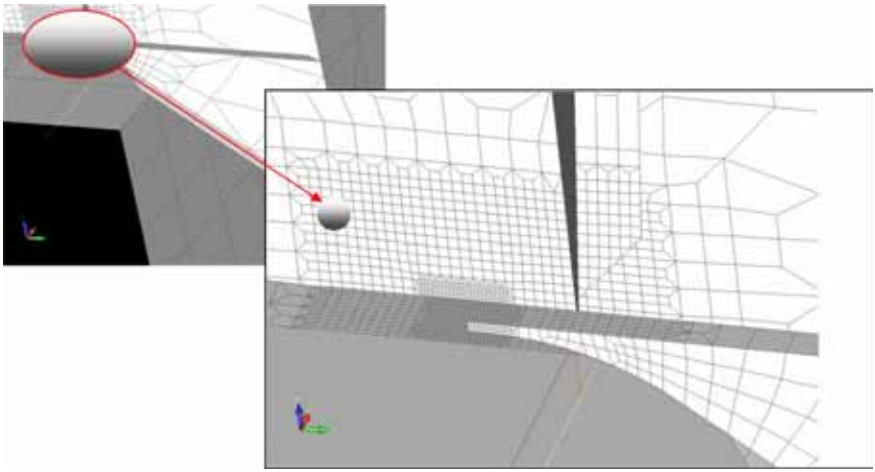


Рис. 12
Модель с мелкой сеткой

Результаты расчета напряжений в «горячих точках» для случая нагрузки *L*1 показаны на рис. 13. Результаты расчета коэффициента накопленного усталостного повреждения DM_i и приведены в табл. 1, 2.

Таблица 1

Расчет коэффициента накопленного усталостного повреждения

S_{Ri}	m	Δm	S_q	K_2	f_{Wb}	ξ	ν_i	$\gamma\left(1+\frac{m}{\xi},\nu_i\right)$	$\gamma\left(1+\frac{m+\Delta m}{\xi},\nu_i\right)$	$\Gamma\left(1+\frac{m}{\xi}\right)$	μ_i	DM_i
Для судна в полном грузу												
131	3	2	39,8	6,3E+11	1	1,02	2,75	1,72	6,812	5,642	0,86	0,924
Для судна в балласте												
44	3	2	39,8	6,3E+11	1	1,02	8,32	5,46	88,131	5,642	0,27	0,011
									$DM=\sum_{i=1}^{2} DM_i$			0,935
									Усталостная долговечность (лет)			26,7

Таблица 2

Расчет напряжений в горячих точках							
Случай загрузки	Компоненты напряжения	Значение компоненты напряжения в горячей точке	Изгибающий момент		Откорректированное напряжение (от действия изгибающего момента)	Комбинированное напряжение от динамических давлений в танке	Значение комбинированного напряжения в горячей точке
		s_ci	M_{VBM}	M_{HBM}	[CSR-OT] /прилож. B/4.5.2.2	[CSR-OT]/ прилож. B/4.5.2.4	[CSR-OT]/ прилож. C/4.5.2.7
		МПа	Н мм	Н мм	МПа	МПа	МПа
В полном грузу							
***L*1**	s_{e1}	-202,20	4,625E+8	8,247E+8	202,20		130,88
***L*2**	s_{e2}	9,30	4,625E+8	-9,010E+8	9,320		
***L*3**	s_{ix}	23,46	7,185E+10	-1,627E+12	40,23	143,23	
***L*4**	s_{iy}	-231,33	-0,000	-2,881E+10	231,06		
***L*5**	s_{iz}	-13,61	-1,30E+11	-246177514	16,22		
В балласте							
***L*6**	s_{e1}	-90,55	4,506E+8	4,568E+8	90,54		73,30
***L*7**	s_{e2}	21,54	4,506E+8	-4,620E+8	21,55		
Для корректировки изгибающего момента				Значение суммарного напряжения с учетом эффекта средних напряжений			
***C*1**	s_{VBM}	-2,02E-11		S_{Ri} = 1,0 S	130,88	для условий в полном грузу	
***C*2**	s_{HBM}	9,42E-12		S_{Ri} = 0,6 S	43,98	для балластного состояния	

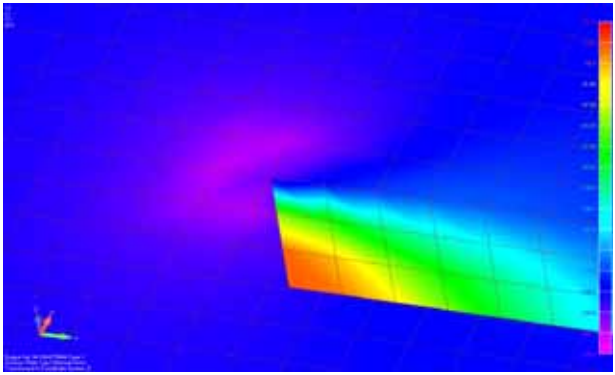


Рис. 13
Напряжение в «горячей точке» для случая нагрузки *L*1

Из расчета следует, что требование к усталостной прочности рассматриваемого узла обеспечено.

Список литературы

1. Кхай Фам. Алгоритм и программное обеспечение для реализации требований к усталостной прочности Общих Правил МАКО / Труды Международной конференции «Моринтех-Юниор 2009». – СПб. : НИЦ Моринтех, 2009.
2. Тряскин В.Н. Методологические принципы и алгоритмы конструктивного моделирования корпуса судна и его структурных составляющих при автоматизированном параметрическом проектировании // Вопросы прочности транспортных судов / Труды ЦНИИ им. акад. А.Н.Крылова. – Вып. 28(312). – СПб., 2006. – С. 122 – 145.
3. Тряскин В.Н. Применение информационных технологий в задачах параметрического проектирования конструкций корпуса судов и морских инженерных сооружений. Академия инженерных наук им. А.М.Прохорова. Санкт-Петербургское отделение // Вестник СПбАИН. – Вып. 6. – СПб. : Издательство Политехнического университета, 2010. – С. 287 – 303.
4. Холзнер С. XML. Энциклопедия. – 2-е издание. – СПб. : Питер, 2004. – 1101 с.
5. Common Structural Rules for Bulk Carriers. 2008, IACS.
6. Common Structural Rules for Double Hull Oil Tankers. 2008, IACS
7. Jarmillo D., Chabos C. Specification of HCM (hull Condition Data Model). FP6-516561. Report, 2005, 48 c.

УДК 629.12.539.4

ОБ ОПРЕДЕЛЕНИИ СТАТИСТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ИЗГИБАЮЩЕГО МОМЕНТА В КОРПУСЕ СУДНА ПРИ СЛЕМИНГЕ НА ОСНОВЕ ИМИТАЦИОННОЙ МОДЕЛИ

М.С. Бойко, *ФГУ «Российский морской регистр судоходства»*

Ключевые слова: *корпус судна, имитационная модель, слеминг*

Введение

Для нормирования предельной прочности корпуса судна большое значение имеет решение вопроса о суммировании линейных волновых (квазистатических) и нелинейных динамических изгибающих моментов и напряжений с учетом случайного характера обоих компонентов. Этот вопрос является весьма сложным и на сегодняшний момент не имеет общепризнанного решения.

Традиционно величина линейных волновых изгибающих моментов определяется с применением хорошо отработанного аппарата спектральной теории. Линейная зависимость величины нагрузки от высоты волны позволяет для определения спектра нагрузки использовать основную теорему статистической динамики, которая однозначно связывает искомый спектр со спектром «входного» процесса (морского волнения) через квадрат амплитудно-частотной характеристики системы [4, 5]. Последующее интегрирование спектра позволяет получить дисперсию и среднеквадратическое отклонение (стандарт) процесса, т. е. его интегральные статистические характеристики. Предполагая, что амплитуды искомых реакций распределены по закону Рэлея, можно получить величину нагрузки с любой заданной степенью обеспеченности в краткосрочном прогнозе. Алгоритм определения линейных нагрузок, описанный выше, хорошо отработан и применяется в течение многих лет при разработке нормативных требований классификационных обществ, а также при «прямых» расчетах прочности корпуса и проектировании судов [5].

При движении судна на интенсивном волнении реакции корпуса судна в виде изгибающих моментов и перерезывающих сил носят

ярко выраженный нелинейный характер, т. е. нелинейно зависят от высоты волны. Это связано с возникновением днищевого и бортового слеминга судна. В связи с тем, что математический аппарат спектральной теории разработан исключительно для линейных динамических систем, его применение к нелинейным реакциям корпуса судна встречает определенные трудности.

Имеющиеся данные о замерах напряжений и динамических изгибающих моментах на эксплуатирующихся судах, а также результаты их статистической обработки, носят противоречивый характер [8, 9, 10]. Отмечается, что на законы распределения суммарных изгибающих моментов в корпусе существенное влияние оказывают разные динамические воздействия. Например, для судов средних размеров, не имеющих выраженного развала борта в носовой оконечности, основной причиной появления динамических моментов является днищевой слеминг. Для относительно быстроходных судов со значительным развалом борта в носовой оконечности (например, судов-контейнеровозов) большое значение имеет бортовой слеминг. Продолжительность действия гидродинамических давлений при указанных явлениях отличается на порядок, что приводит к различному характеру реакций корпуса на указанные воздействия.

Недостаток данных о систематических замерах динамических напряжений и изгибающих моментов в корпусе эксплуатирующихся судов на сегодняшний день не позволяет сделать окончательные выводы о справедливости тех или иных законов распределений и создать единую общепризнанную теорию оценки статистических характристик нелинейного изгибающего момента.

Существуют математические методы решения указанной выше задачи. Среди отечественных трудов, посвященных математическим методам оценки статистических характеристик нелинейных нагрузок на корпус судна отметим работы Бойцова Г.В., Крыжевича Г.Б., Ростовцева Д.М., Рабинович О.Н. и других авторов. В монографии Короткина Я.И., Ростовцева Д.М., Сиверса Н.Л. [5] предлагается для определения дисперсии и стандарта суммарного нелинейного изгибающего момента строить огибающую процесса с учетом вибрации корпуса судна. Однако при таком подходе предварительно необходимо решить достаточно сложную задачу о корреляционной связи линейного и нелинейного момента, что предполагает принятие дополнительных упрощающих допущений. В монографии Крыжевича Г.Б. и Бойцова Г.В. [2] предлагаются методы и алгоритмы решения указанной задачи на основе методов статистической линеаризации, что связано

с принятием упрощающего допущения о неинерционности рассматриваемой динамической системы. В статье Рабинович О.Н., Смирнова Ю.А., Тряскина В.Н. [6] предлагается метод непосредственной линеаризации амплитудно-частотных характеристик корпуса судна при рассмотрении задачи слеминга на регулярной волне. Этот метод также является приближенным, погрешность его применения является предметом отдельного исследования.

Одним из возможных решений указанной задачи, свободным от большей части указанных выше ограничений, является имитационное моделирование нелинейных реакций корпуса судна. Оно подразумевает переход от моделирования процесса в частотной области к моделированию в масштабе времени. Применение такого метода позволяет получить искомые реакции корпуса судна (изгибающие моменты, перерезывающие силы) в виде реализаций во времени с учетом всей последовательности колебательных движений на нерегулярном волнении, заданном пространственно-временной реализацией. Непосредственная статистическая обработка полученных реализаций позволяет получить математическое ожидание, дисперсию и стандарт процесса, оценить степень искажения «входного» сигнала нелинейной динамической системой, получить максимальные значения суммарных волновых нагрузок для расчета предельной прочности корпуса судна.

С помощью метода имитационного моделирования также можно получить нагрузки для расчета усталостной долговечности конструкций корпуса, однако методы и алгоритмы решения данной задачи не рассматриваются в настоящей статье.

Краткое описание имитационной модели

Первые работы по имитационному моделированию волновых нагрузок на корпус судна в СПбГМТУ (ЛКИ) были выполнены под руководством Ростовцева Д.М. и продолжены последователями его научной школы (Рабинович О.Н., Картузова Т.А., Кульцеп А.В., Дубровская Г.В. и др.). Однако в силу ряда обстоятельств, связанных в том числе с переходом отрасли в новые экономические условия, разработка замкнутой математической модели для решения указанной задачи не была завершена. Не было разработано и протестировано соответствующее программное обеспечение. С другой стороны, методы расчета волновых нагрузок на основе имитационной модели получили широкое распространение за рубежом и исполь-

зуются в ведущих проектных организациях и классификационных обществах (например, в *Bureau Veritas* разработана и активно применяется программа *HydroSTAR*). Увеличение мощности вычислительной техники приводит к развитию численных методов решения указанной задачи с помощью численных методов гидромеханики и численных методов строительной механики корабля (связанная задача *CFD-FEA*). Однако применение таких методов на ранних стадиях проектирования судна, а также на начальных этапах рассмотрения новых проектов в классификационном обществе часто не бывает оправдано. Данные методы обладают значительной трудоемкостью, требуют применения дорогостоящего программного обеспечения.

В настоящей статье приводятся результаты работ по развитию математической модели, предложенной Ростовцевым Д.М. и последователями его научной школы, и обоснованию замкнутой имитационной модели для определения волновых нагрузок на корпус судна. Основные предпосылки и алгоритм имитационной модели описаны в статье [1]. В соответствии с предлагаемой моделью корпус судна рассматривается как балка с заданными по длине характеристиками массы и жесткости. Корпус судна (балка) движется поступательно на двумерном нерегулярном волнении, заданном реализацией ординат во времени, и совершает колебания в вертикальной плоскости как твердое тело (продольная качка) и как упругое тело (вибрация по первому тону). На начальном этапе имитационного моделирования выполняется построение массива ординат нерегулярной морской поверхности, затем осуществляется решение задачи об определении линейных реакций корпуса судна на полученной реализации. Кинематические параметры относительного движения шпангоутов и морской поверхности позволяют затем получить величину погонной нелинейной нагрузки на контур шпангоута, а также значения нелинейного изгибающего момента в корпусе судна. При определении нелинейной нагрузки используется энергетический подход на основе уравнений Лагранжа II рода.

Полученные реализации во времени суммарного нелинейного изгибающего момента на миделе могут быть подвергнуты соответствующей обработке, в результате которой могут быть получены оценки их статистических характеристик.

Предложенная имитационная модель запрограммирована, автором разработан и протестирован программный комплекс *SLAMS* [1].

Основные результаты расчета

Корпус судна как нелинейная динамическая система искажает «входной» процесс – нерегулярное морское волнение – таким образом, что распределение ординат «выходного» процесса может, строго говоря, отличаться от закона Гаусса, а распределение амплитуд – от закона Рэлея. Подробное исследование степени искажения «входного» процесса с применением критериев согласия в настоящей статье не рассматривается.

Под основными статистическими характеристиками, которые будут исследоваться, понимаем следующие [3].

1. Математическое ожидание (коэффициент математического ожидания) *Mean*, оценкой которого является следующая величина:

$$Mean = \frac{\sum_{i=1}^{N} x_i}{N}, \qquad (1)$$

где x_i – значение случайной величины;
N – число значений в реализации.

2. Стандарт (коэффициент стандарта) *St.Dev.*, оценкой которого является следующая величина:

$$St.Dev. = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{N} (x_i - Mean)^2}{N}}. \qquad (2)$$

Стандарт, как известно, является характеристикой «рассеивания» значений случайной величины около математического ожидания.

3. Асимметрия распределения (коэффициент асимметрии) *Sk*, оценкой которого является следующая величина:

$$Sk = \frac{\mu_3}{St.Dev.^3}, \qquad (3)$$

где μ_3 – третий центральный момент распределения.

Коэффициент асимметрии является характеристикой «скошенности» распределения относительно математического ожидания.

4. Эксцесс распределения *Ex*, оценкой которого является следующая величина:

$$Ex = \frac{\mu_4}{St.Dev.^4} - 3, \qquad (4)$$

где μ_4 – четвертый центральный момент распределения.

Эксцесс является характеристикой «крутости», т. е. островершинности или плосковершинности распределения по отношению к нормальному закону распределения.

Помимо указанных выше, существуют и другие статистические характеристики (например, корреляционная функция, статистическая функция распределения и т. п.). Их получение в каждом отдельном случае не представляет сложности при наличии соответствующего программного обеспечения. В рамках настоящей статьи ограничимся приведенными выше четырьмя характеристиками.

В качестве тестового судна выбран эксплуатирующийся контейнеровоз длиной *L* = 135 м. Рассмотрены состояния загрузки судна в грузу и в балласте. Для выбора расчетной интенсивности волнения, максимально допустимой для данного судна, воспользуемся рекомендациями Нормативно-методических указаний по расчетам прочности морских судов [7]. Для данного судна рекомендуются следующие максимальные расчетные условия движения на волнении:

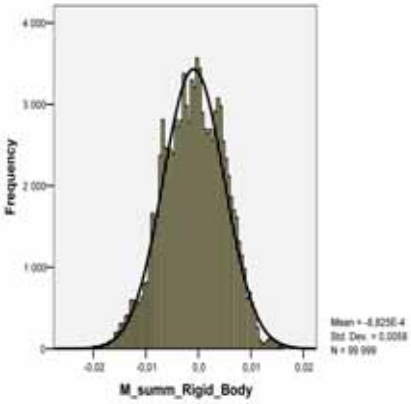
движение с *Fr* = 0,145 при волнении 7 баллов ($h_{3\%} \approx 7 – 8{,}5$ м);

движение с *Fr* = 0,093 при волнении 9 баллов ($h_{3\%} \approx 12 – 15$ м).

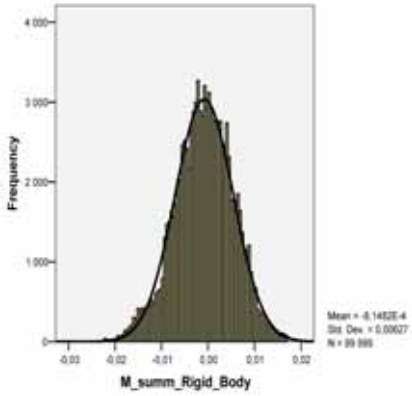
Рассмотрим отдельно задачу определения статистических характеристик суммарного нелинейного изгибающего момента без учета и с учетом упругости корпуса судна.

На рис. 1 построены гистограммы коэффициента суммарного нелинейного момента без учета упругости корпуса судна (*M_summ_Rigid_Body*).

Сплошной линией нанесена кривая нормального закона распределения. На рис. 1 приведены значения искомых статистических характеристик распределения. Учитывая, что форма гистограмм близка к нормальному распределению, а большая часть суммарного момента без учета упругости определяется значением линейного момента, предполагаем, что распределение суммарного момента в данном случае подчиняется закону Рэлея. На рис. 2 построены краткосрочные

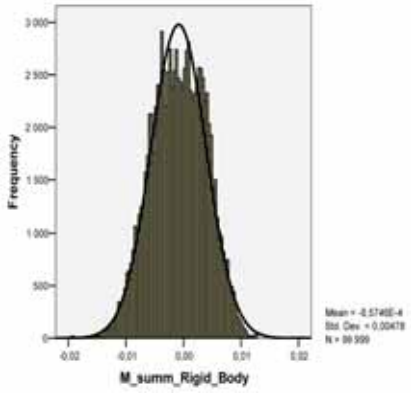


Fr = 0,093, $h_{3\%}$ = 12 м
Ex = –1,19 E-01; *Sk* = –1,53 E-01

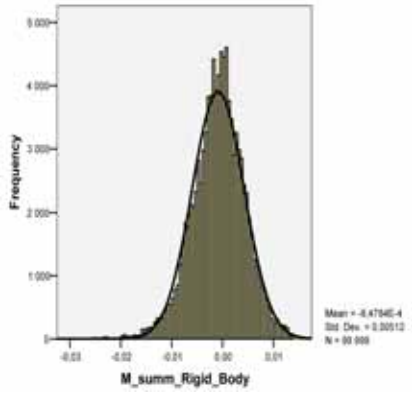


Fr = 0,145, $h_{3\%}$ = 8,5 м
Ex = 1,39 E-01; *Sk* = –2,21 E-01

В грузу



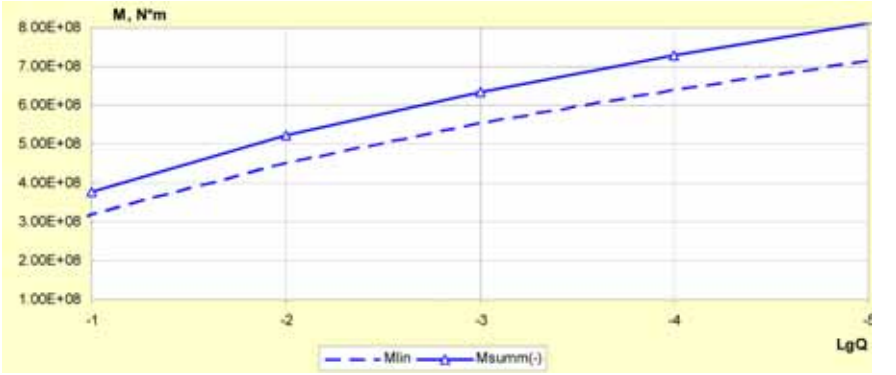
Fr = 0,093, $h_{3\%}$ = 12 м
Ex = –2,85 E-01; *Sk* = –1,45 E-01



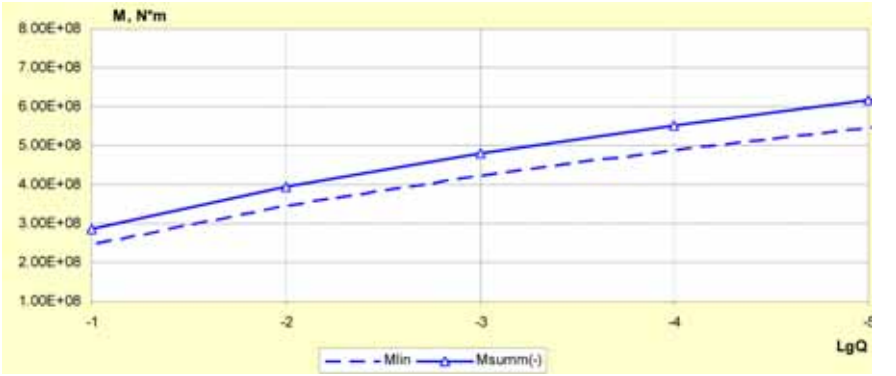
Fr = 0,145, $h_{3\%}$ = 8,5 м
Ex = 7,14 E-01; *Sk* = –3,13 E-01

В балласте

Рис. 1
Гистограмма суммарных нелинейных изгибающих моментов на миделе
без учета упругости



Fr = 0,093, $h_{3\%}$ = 12 м



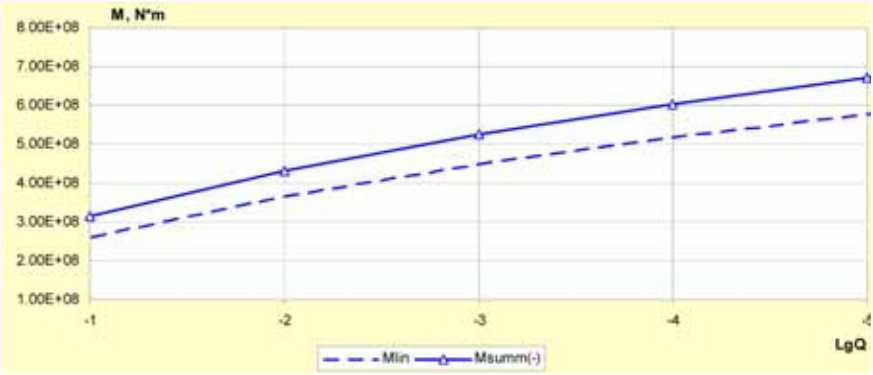
Fr = 0,145, $h_{3\%}$ = 8,5 м

В грузу

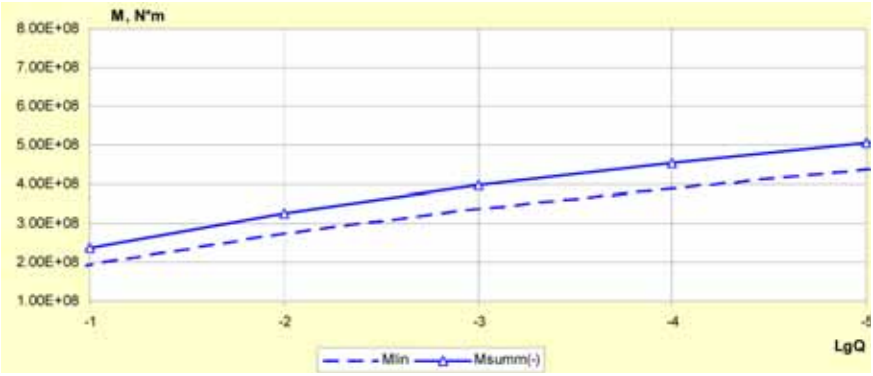
Рис. 2
Краткосрочные распределения изгибающего момента на миделе при слеминге (без учета упругости)

распределения суммарного изгибающего момента при слеминге без учета упругости корпуса.

На рисунке приняты следующие обозначения: *Mlin* – линейный изгибающий момент; *Msumm(-)* – суммарный нелинейный прогибающий изгибающий момент.



Fr = 0,093, $h_{3\%}$ = 12 м

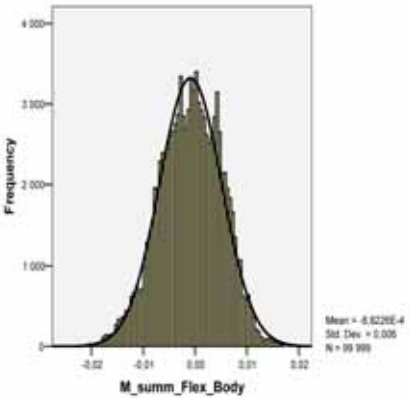


Fr = 0,145, $h_{3\%}$ = 8,5 м

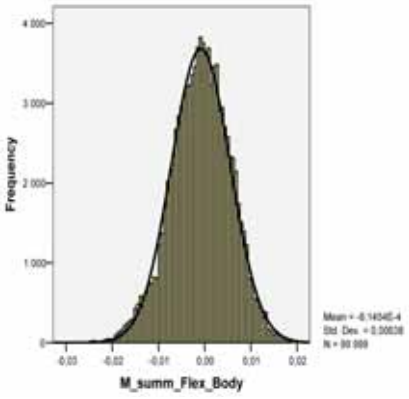
В балласте

Рис. 2
(продолжение)

При учете упругости задача определения статистических характеристик становится сложнее. Сложность обусловлена тем, что частотные составляющие суммарного процесса в данном случае различаются на порядок. Для расчета предельной прочности в данном случае в качестве эквивалентного процесса может быть построена, например, огибающая суммарного процесса. При этом имитационная

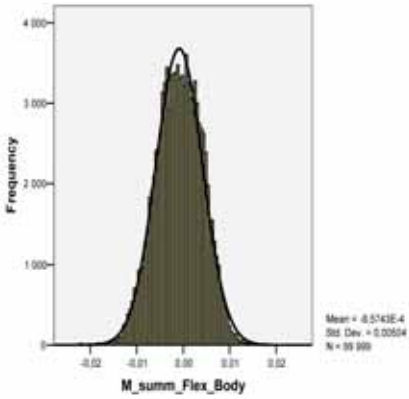


Fr = 0,093, $h_{3\%}$ = 12 м
Ex = –2,6 E-01; *Sk* = –1,96 E-01

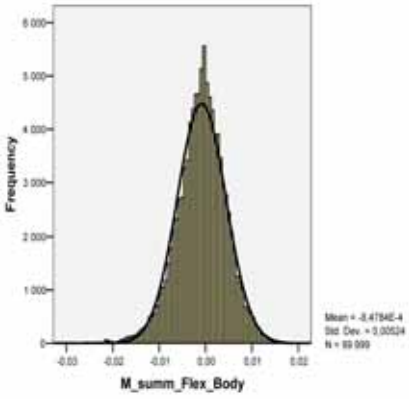


Fr = 0,145, $h_{3\%}$ = 8,5 м
Ex = –2,37 E-01; *Sk* = –2,52 E-01

В грузу



Fr = 0,093, $h_{3\%}$ = 12 м
Ex = 2,43 E-01; *Sk* = –1,47 E-01



Fr = 0,145, $h_{3\%}$ = 8,5 м
Ex = 9,46 E-01; *Sk* = –3,49 E-01

В балласте

Рис. 3
Гистограмма суммарных нелинейных изгибающих моментов на миделе
с учетом упругости

модель позволяет избежать решения задачи об определении корреляционной связи линейного и нелинейного изгибающего момента, так как обе величины представлены в виде реализации в едином масштабе времени.

Подробное описание методов статистического описания суммарного изгибающего момента корпуса с учетом упругости на основе имитационной модели является предметом отдельного исследования и не приводится в настоящей статье.

Проведем упрощенное исследование влияния упругости на статистические характеристики суммарного момента.

На рис. 3 построены гистограммы суммарного изгибающего момента в корпусе судна на миделе с учетом упругости корпуса (*M_summ_Flex_Body*).

Коэффициент демпфирования колебаний при расчете принимался равным 0,05. Сплошной линией нанесен вид кривой нормального распределения. На рисунках приведены значения коэффициента стандарта, математического ожидания, коэффициента асимметрии эксцесса распределения.

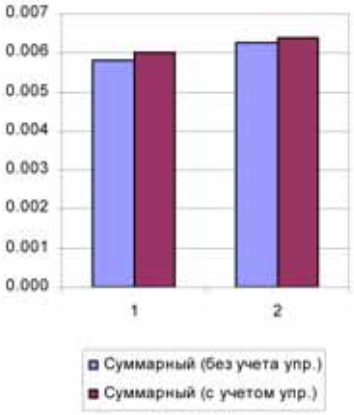
Проведенный анализ показал, что учет упругости в малой степени влияет на величину коэффициента стандарта процесса, однако может значительно увеличить зафиксированное на длине реализации максимальное мгновенное значение. Этот факт иллюстрируется на рис. 4.

На рис. 4 приведено сравнение коэффициента стандарта и максимальных мгновенных значений прогибающего и перегибающего изгибающего момента на миделе с учетом упругости и без учета упругости. Общая длина реализации составляет 1000 с, шаг моделирования во времени равен 0,01 с. Наибольшее увеличение мгновенного изгибающего момента характерно для движения судна в балласте.

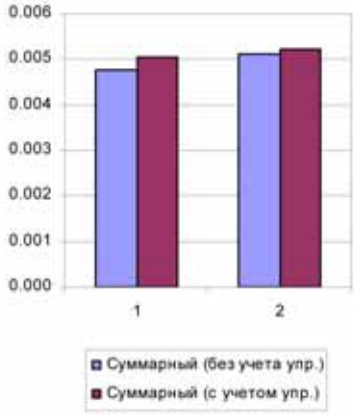
Общее время построения реализации длиной 1000 с с применением программного комплекса *SLAMS* занимает ориентировочно 2–3 мин при следующих характеристиках компьютера: процессор – 2,0 ГГц, ОЗУ – 1 Гб, общий объем файлов с результатами – 760 Мб. Величина шага по времени и дискретизация спектра волнения по частотам могут варьироваться.

Заключение

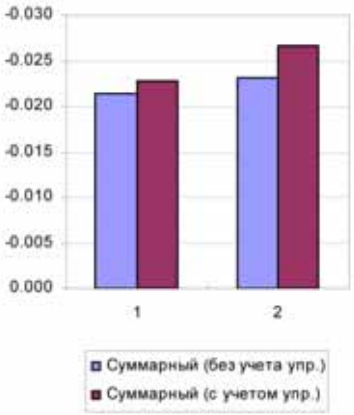
В статье представлено краткое описание методов и алгоритмов статистического описания нелинейного изгибающего момента в кор-



Коэффициент стандарта

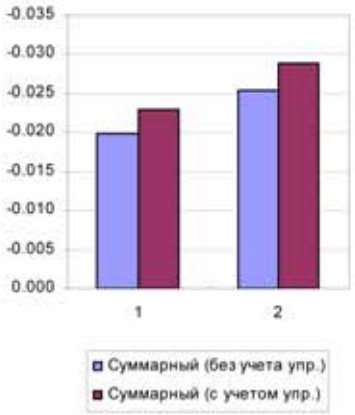


Коэффициент стандарта



Максимальный мгновенный прогибающий

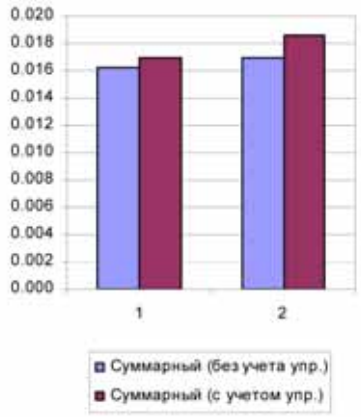
В грузу



Максимальный мгновенный прогибающий

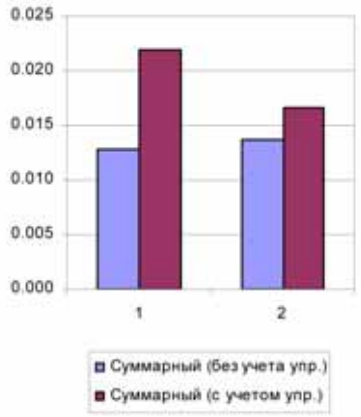
В балласте

Рис. 4
Влияние упругости корпуса на коэффициент стандарта
и мгновенное значение коэффициента суммарного изгибающего момента
1 – *Fr* = 0,093, $h_{3\%}$ = 12 м
2 – *Fr* = 0,145, $h_{3\%}$ = 8,5 м



Максимальный мгновенный перегибающий

В грузу



Максимальный мгновенный перегибающий

В балласте

Рис. 4
(продолжение)

пусе судна при слеминге судна на нерегулярном волнении на основе имитационной модели. Метод имитационного моделирования свободен от ограничений, которые возникают при применении методов статистической линеаризации и методов спектральной теории для описания статистических характеристик нелинейных динамических систем.

Основное внимание в статье уделено применению имитационной модели при расчете предельной прочности корпуса судна. Отдельно рассмотрен изгибающий момент без учета и с учетом упругости. Построены гистограммы распределения указанных моментов, получены оценки величины коэффициента математического ожидания, стандарта, коэффициента асимметрии и эксцесса распределения.

При рассмотрении задачи реакции корпуса судна как твердого тела построены краткосрочные распределения изгибающего момента. Проведено исследование влияния упругости корпуса на коэффициент стандарта и максимальные мгновенные значения изгибающего момента на длине реализации 1000 с.

Расчеты выполнены с применением разработанной автором имитационной модели и соответствующего программного обеспечения.

Список литературы

1. Бойко М.С., Рабинович О.Н., Тряскин В.Н. Прямой метод расчета нелинейных изгибающих моментов в корпусе судна при слеминге // Науч.-техн. сб. Российского морского регистра судоходства. – Вып. 33. – СПб., 2010. – С. 74 – 81.

2. Бойцов Г.В., Крыжевич Г.Б. Вероятностные методы в расчетах прочности и надежности судовых конструкций. – СПб. : Изд. ЦНИИ им. акад. А.Н. Крылова, 2007. – 264 с.

3. Вентцель Е.С. Теория вероятностей. – М.: Наука, 1969. – 576 с.

4. Короткин Я.И., Рабинович О.Н., Ростовцев Д.М. Волновые нагрузки корпуса судна. – Л. : Судостроение, 1987. – 236 с.

5. Короткин Я.И., Ростовцев Д.М., Сиверс Н.Л. Прочность корабля. – Л. : Судостроение, 1974. – 432 с.

6. Рабинович О.Н., Смирнов Ю.А., Тряскин В.Н. Прогнозирование волновых нагрузок на корпус судна с учетом слеминга на нерегулярном волнении // Труды ЦНИИ им. акад. А.Н. Крылова. – Вып. 23(307). – СПб., 2005. – С. 79 – 92.

7. Нормативно-методические указания по расчетам прочности морских судов // Сб. нормативно-методических материалов Российского морского регистра судоходства. – Кн. 11. – СПб., 2002. – С. 6 – 95.

8. Aalberts P.J, Nieuwenhuijs M.W. Full Scale Wave and Whipping Induced Hull Girder Loads. – Hydroelasticity in Marine Technlogy, 2006.

9. Dalzell J.F. and others. Examination of Service and Stress Data of Three Ships for Development of Hull Girder Load Criteria. – SSC-287, 1979.

10. Lewis E.V., Hoffman D. Load Crtiteria for Ship Structural Design. – SSC-240, 1973.

УДК 621.436.12:629.122/123

СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ ТЕХНИКО-ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ОТЕЧЕСТВЕННЫХ И ЗАРУБЕЖНЫХ СУДОВЫХ ДИЗЕЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ МОЩНОСТЬЮ ДО 3 МВт

В.А. Сорокин, *канд. техн. наук, ЗАО «ЦНИИМФ»*
М.Ю. Иванов, *ФГУ «Российский морской регистр судоходства»*

Ключевые слова: *судовые двигатели, анализ конкурентоспособности, перспективы развития*

Анализ современного состояния и тенденций развития как отечественного, так и зарубежного дизелестроения показывает, что основным направлением прогресса в судовом дизелестроении является рост цилиндровой и агрегатной мощности за счет форсирования рабочего процесса и частоты вращения. Все фирмы ведут работы по разработке и доводке конструктивных решений, применения инновационных технологий, новых материалов, оптимизации параметров рабочего процесса и др.

При форсировании дизельных двигателей появляются проблемы с обеспечением их эксплуатационной надежности и ресурса и, в первую очередь, сохранением тепловой и механической напряженности основных деталей и узлов (цилиндропоршневая группа (ЦПГ), подшипники и др.). Эксплуатационная надежность обеспечивается путем реализации конструктивных и технологических решений: интенсификацией охлаждения, обеспечением качественного смесеобразования и различными другими мероприятиями [2].

Конкурентоспособность дизельного двигателя (при сравнении двигателей разных производителей (отечественных и зарубежных) между собой, а также с другими типами тепловых двигателей) во многом определяется его эксплуатационными показателями, к числу наиболее важных из которых относится эффективная мощность P и удельный эффективный расход топлива b_e. В настоящее время наиболее доступным способом повышения мощности дизельного двигателя является увеличение плотности воздуха перед цилиндрами при одновременном увеличении количества сжигаемого топлива. Общей тенденцией дальнейшего развития дизелестроения является совершенствование применения газотурбинного наддува, который реализуется в виде различных схем.

Реализация конструктивных решений, связанных с применением внутриканального охлаждения деталей ЦПГ позволила осуществить принцип независимого управления уровнями механических и тепловых напряжений, что, совместно с внедрением оптимальных решений по усилению подшипниковых узлов, деталей движения и остова, позволило существенно повысить максимальное давление сгорания P_{max} (до 25 МПа) и среднее эффективное давление p_e (до 2,5 – 3,0 МПа). В результате получены низкие удельные расходы топлива (до b_e = 160 ÷ 170 г/кВтч) при КПД двигателей до 50 %.

Данные результаты являются убедительным подтверждением того факта, что дизельные двигатели, имея большие резервы дальнейшего совершенствования, остаются на обозримую перспективу самой экономичной энергетической установкой (ЭУ), определяющей развитие многих отраслей, включая судостроение.

За последние годы можно отметить разработку и внедрение следующих конструктивных и технологических решений, обеспечивающих максимальную надежность дизельного двигателя в эксплуатации:

коленчатого вала с развитым диаметром шеек, отличающегося повышенной жесткостью и пониженным удельным давлением на подшипники;

цилиндровой втулки с внутриканальным охлаждением;

турбонаддува при изобарном давлении;

организации процесса сгорания с двойным впрыском топлива и/или применением системы топливоподачи Common rail.

Успешное развитие и использование дизельных двигателей на судах объясняется, прежде всего, тем обстоятельством, что они в лучшей мере удовлетворяют требованиям, предъявляемым к ЭУ судов.

Ниже в табличной форме приведены технические характеристики отечественных и зарубежных дизельных двигателей, выпускаемых в

настоящее время различными предприятиями и фирмами. В таблицах представлены только те дизельные двигатели, которые заявлены на 01.01.2011 г. как судовые. Следует отметить, что только часть из приведенных отечественных дизельных двигателей одобрена Российским морским регистром судоходства или Российским Речным Регистром. Выбор рассматриваемого диапазона мощности дизельных двигателей (до 3 МВт) обусловлен тем обстоятельством, что основная доля отечественных судовых дизельных двигателей укладывается в этот предел (малооборотные двигатели (МОД) не рассматриваются).

Состояние отечественного дизелестроения

В настоящее время судовые дизельные двигатели в России производят одиннадцать предприятий, которые с точки зрения правового статуса акционированы в открытые акционерные общества. Часть дизелестроительных заводов, не выдержав конкуренции и потери заказов, прекратили свое существование или производство судовых дизельных двигателей. С учетом того обстоятельства, что после распада СССР часть дизелестроительных заводов оказалась за рубежом (в странах СНГ) в России прекратился выпуск отдельных востребованных раньше дизельных двигателей. К ним относятся в первую очередь мощные среднеоборотные (СОД) и высокооборотные (ВОД) дизельные двигатели.

В табл. 1 и 2 представлены дизельные двигатели, производимые в России и их технико-эксплуатационные характеристики [1].

Российские дизелестроительные заводы производят судовые двигатели в узких диапазонах и ориентированы на определенный круг потребителей. Так, семь из одиннадцати заводов выпускают дизельные двигатели в диапазоне мощности от 500 до 2000 кВт. Только три завода (ОАО «Брянский машиностроительный завод», ОАО «Коломенский тепловозостроительный завод» и ОАО «Звезда») имеют более высокий диапазон мощности производимых дизельных двигателей, однако не покрывающий в полной мере потребности судостроения.

В настоящее время в России имеются проблемы с выпуском ВОД мощностью 5 – 110 кВт (заводы «Дагдизель», «Волжский дизель им. Маминых», «Богородский машиностроительный завод», завод «Барнаултрансмаш»). Проблемы заключаются как в ограниченной номенклатуре выпускаемых двигателей, недостаточном их количестве и разнообразии, так и в их параметрах, не отвечающих современным требованиям.

Указанные двигатели применяются на катерах, рыболовецких ботах, речных судах водоизмещением от 3 до 45 т в качестве главных, аварийных и вспомогательных дизель-генераторов.

В настоящее время отечественные судовые дизельные двигатели в диапазоне рассматриваемых мощностей (от 5 до 3000 кВт) могут удовлетворить потребностям судостроения. Оценка востребованности судовых дизельных двигателей, формирующей спрос, и, следовательно, определяющей производство в условиях рыночной экономики, является непростой задачей.

Учитывая многообразие судов, различных по назначению, размерам и мощности ЭУ, целесообразно распределить их на группы, в зависимости от преимущественно применяемого типа и мощности судовой дизельной установки.

1. Морские суда различного назначения и водоизмещения, плавбазы, транспортные рефрижераторы, рефрижераторы с мощностью ЭУ от 2 до 20 МВт.

В качестве главного двигателя (ГД) на этих судах устанавливаются МОД с частотой вращения до 250 об/мин с прямой передачей на винт или СОД с частотой вращения 350 – 700 об/мин и редукторной передачей на винт. Кроме того, на судне устанавливается 3 – 4 дизель-генератора мощностью примерно 500 – 800 кВт.

Потребность в отечественных дизельных двигателях данных судов может быть удовлетворена за счет МОД производства ОАО «Брянский машиностроительный завод». СОД большой мощности (более 4 МВт) в России не производятся.

2. Рыбопромысловые суда, суда «река-море» и суда внутреннего плавания.

Рыбодобывающие суда (траулеры, сейнеры и др.) весьма разнообразны по типу и мощности ЭУ: СОД с редукторной передачей; СОД с прямой передачей (250 – 350 об/мин) на винт; высокооборотные дизель-редукторные агрегаты. Суда оборудованы относительно мощными электростанциями для обеспечения работы технологического оборудования (лебедки, рефустановки, спецоборудование и др.) В ряде случаев совместно с дизель-генераторами используются валогенераторы. Диапазон потребляемой мощности очень широкий: от 500 до 4000 кВт для пропульсивной установки и от 200 до 1500 кВт для электростанции.

К данной категории судов условно могут быть отнесены суда типа «река-море», на которых потребность в электроэнергии и мощность вспомогательных дизель-генераторов несколько меньше (от 150 до 700 кВт). Суда смешанного плавания типа «река-море» с двумя глав-

Таблица 1

Технические характеристики судовых дизельных двигателей, производимых отечественными предприятиями

№	Фирма-изготовитель двигателя	Обозначение двигателя	Число и расположение цилиндров	Диапазон мощности, кВт	Частота вращения об/мин	Назначение		Средн. эффект. давл., бар	Удельн. расход топл., г/кВтч	Удельн. расход масла, г/кВтч
						Судовой ГД	Электрогенератор			
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
1	ОАО «Брянский машиностроительный завод»	ДКРН 26/98	4-8L	1100-3200	212-250	+	+	14,8-18,5	174-179	1,1-1,6
		ДКРН 35/140	4-8L	1900-5900	173-210	+		14,7-18,4	170-175	1,1-1,6
		ДКРН 42/176	4-8L	1920-8200	136-176	+	+	11,5-18,0	165-177	0,9-1,4
2	ОАО «Барнаул трансмаш»	Ч, ЧН 15/18	6L,8,12V	110-220	1350-1500	+	+	6,4-10,1	218-242	1,3-2,0
		Ч 15/15	6, 10V	130-220	1800-2200	+	+	6,3-7,8	231-238	4,1-5,4
3	АО «Волжский дизель им. Маминых»	ЧН 21/21	4,6L	333-670	1000-1500	+	+	14-18,2	196-201	1,36
		ЧН 21/26	6,8L	649-950	1000-1210	+	+	12,1-16,2	198-201	1,36
		ЧН 19/21	12V	532-670	1000-1500		+	7,6-9,1	210	1,0
		ЧН 19/25,5	12V	1053	1000		+	14,9	210	1,0
		ЧН 17/20	6,8L	184-280	965-1014	+		8,6-9,4	225	1,36
		ЧН20/27	6,8L	550-750	1000	+		13,2-13,7	226	1,36
		ЧН10,5/12	3,4L	24-50	1500		+	6,3-7,2	210	
4	ОАО «Дагдизель»	Ч 8,5/11	2,4,6L	5,6-21,6	1500		+	3,7-4,3	320-450	
		Ч 9,5/11	2,4,6L	8-30	1500-2000		+	4,9-5,2	300-340	
5	ОАО «Звезда»	ЧН 16/17	42;56	1765-3675	1700-2000	+		8,9-11,8	222-243	
		ЧН 18/20	6L, 12V	500-990	1550	+	+	9,5-12,8	213-220	

Продолжение табл. 1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
6	ОАО «КамАЗ-Дизель»	ЧН 12/12	8V	176	2200		+	8,8	207	0,6
7	ОАО «Коломенский завод»	ЧН 26/26	8,16V	800-4400	1000-1100	+	+	8,8-22,2	191-200	1,01-1,47
		ЧН 30/38	4,6,8L	450-1850	360-750	+		14,2-17,7	178-186	1,32-2,5
8	ОАО «Пензадизель-маш»	ЧН 31,8/33	6L	600	750		+	6,1	224+11	2,04
9	ОАО «Румо»	Ч 23/30	6,8 L	240-440	750, 1000	+	+	5,2-5,4	219-226	2,04
		ЧН,ЧРН 36/45	6 L	660-1150	350-500	+		7,8-10,5	202	1,22
		ЧН 22/28	6, 8 L	700-1100	750-1000	+	+	15,8-17,7	185-195	1
		ЧН 32/40	6, 8 L	2880-3840	750	+		23,9	186	1
10	ОАО «Уральский дизель-моторный завод»	ЧН 21/21	6, 8, 12V	770-1760	1500		+	14,4-16,5	204-220	1,1-1,5
11	ОАО «Богородский машиностроительный завод»	Завод производит судовые двигатели мощностью от 50 до 230 л.с. для катеров, яхт и рыболовецких ботов водоизмещением от 3 до 45 т, а также имеет разрешение ОАО «Автодизель» (г. Ярославль) на применение базового двигателя для конвертации в судовой вариант								

Таблица 2

Ресурсные и массо-габаритные характеристики судовых отечественных дизельных двигателей

Фирма-изготовитель двигателя	Обозначение двигателя	Число и расположение цилиндров	Ресурс, тыс. часов		Удельная масса двигателя (агрегата), кг/кВт	Удельный габаритный объем, л/кВт
			До 1-й переборки	До кап. ремонта		
1	2	3	4	5	6	7
1. ОАО «Брянский машиностроительный завод»	ДКРН 26/98	4-8L	15	120	18,1-15,9	16,86-13,99
	ДКРН 35/140	4-8L	15	120	18,92-15,54	16,62-14,04
	ДКРН 42/176	4-8L	15	120	26,1-21,34	22,2-18,9
2. ОАО «Барнаултрансмаш»	Ч, ЧН 15/18	6L, 8, 12V	8,0-4,5	20,0-14,0	8,5-10,1	15,8-14,2
	Ч 15/15	6, 10V	3,0	8,0	3,5-4,3	4,1-5,7
3. АО «Волжский дизель им. Маминых»	ЧН 21/21	4, 6L	–	50-65	14,4-8,2	–
	ЧН 21/26	6, 8L	–	55-60	8,1-7,6	–
	ЧН 19/21	12V	–	40	20,3[1]	–
	ЧН 19/25,5	12V	–	55	15,7[1]	–
	ЧН 17/20	6, 8L	–	45	24,7[2]-20,4[2]	25,6[2]-26,9[2]
	ЧН20/27	6, 8L	–	45	18,8[2]-17,8[2]	29,8[2]-27,8[2]
	ЧН10,5/12	3, 4L	–	30	31,3[1]-18[1]	70,1[1]-35,2[1]
4. ОАО «Дагдизель»	Ч 8,5/11	2, 4, 6L	–	–	56,4[1]-41,5[1]	92,8[1]-60,3[1]
	Ч 9,5/11	2, 4, 6L	–	–	30,7[1]	37,5[1]
5. ОАО «Звезда»	ЧН 16/17	42; 56	3,0-5,0 (до полной переборки)	–	5,1[2]-3,3[2]	1,9[2]-3,1[2]
	ЧН 18/20	6L, 12V	5,0 (до полной переборки)	–	3,0-3,7	5,4-6,2

Продолжение табл. 2

1	2	3	4	5	6	7
6. ОАО «КамАЗ-Дизель»	ЧН 12/12	8V	–	–	5,03	–
7. ОАО «Коломенский завод»	ЧН 26/26	8, 16V	–	–	19,2-5,9	31,1-9,3
	ЧН 30/38	4, 6, 8L			24,6-12,2	34,8-19,5
8. ОАО «Пензадизельмаш»	ЧН 31,8/33	6L	6,0	36,0	36,5[1]	44[1]
9. ОАО «Румо»	Ч 23/30	6, 8 L	–	30	23,4	41,7
	ЧН,ЧРН 36/45	6 L	–	55-60	31,1-25,9	–
	ЧН 22/28	6, 8 L	12-15	55-60	18,4-14	12,7-8,7
	ЧН 32/40	6, 8 L	–	60-80	13,2-12,2	–
10.ОАО «Уральский дизель-моторный завод»	ЧН 21/21	6,8,12V	–	40,5-21,0	7,08-5,88	9,86-7,96

[1] Относится к дизель-генератору в целом.
[2] Относится к дизель-редукторному агрегату.

ными двигателями мощностью 600 – 1000 кВт имеют среднюю грузоподъемность 3 – 5 тыс. т. В настоящее время в связи с ростом грузооборота на внутренних водных путях имеется тенденция увеличения грузоподъемности судов и, следовательно, мощности главных двигателей. Отечественное дизелестроение способно обеспечить дизельными двигателями указанные классы судов.

3. Суда внутреннего плавания: транспортные, буксиры, самоходные баржи, катера и др.

Судами данного класса могут быть востребованы отечественные СОД с прямой или редукторной передачей и высокооборотные дизель-редукторные агрегаты.

Состояние современного зарубежного дизелестроения

Для рассматриваемого диапазона мощности наиболее приемлемыми являются СОД и ВОД с частотой вращения от 350 до 2000 об/мин, наиболее известные своим применением на судах в качестве главных и вспомогательных двигателей. Поэтому как динамика их выпуска, так и направления их технического совершенствования в значительной степени определяются конъюнктурой рынка в мировом судоходстве и судостроении.

В настоящее время наиболее известными и популярными современными зарубежными фирмами, выпускающими СОД и ВОД, являются: MAN Diesel, Wärtsilä, S.E.M.T/ Pielstic, MWM Motores Diesel Ltd, MaK, Caterpillar Inc, Mitsubishi Heavy Industries, Volvo Penta, Cummins и др. Таких фирм, конкурирующих между собой, насчитывается около 15. На отечественных судах имеются дизельные двигатели всех указанных выше фирм.

Иностранные фирмы-разработчики судовых дизельных двигателей вынуждены приспосабливаться к изменившимся условиям и постоянно обновлять свою продукцию. Ими созданы новые конструкции дизельных двигателей с высокой степенью форсировки, пониженным расходом топлива и масла, пригодностью к работе на низкокачественных сортах топлива, надежностью, простотой технического обслуживания, экологической безопасностью [3].

В табл. 3 – 5 представлены технико-эксплуатационные характеристики современных дизельных двигателей зарубежного производства. Дизельные двигатели различных фирм и производителей сгруппированы по частоте вращения, что позволяет легко выполнить сравнительный анализ.

Таблица 3

Современные дизельные двигатели зарубежного производства с частотой вращения до 500 об/мин и мощностью до 3000 кВт

Фирма-производитель	Тип дизельного двигателя	Диаметр цилиндра/ ход поршня, мм	Рабочий объем цилин-дра, л	Количество цилиндров	Цилиндровая мощность, кВт (min/max)	Частота вращения, об/мин (min/max)	Ср. эффек-тивное давление, бар (min/max)	Агрегатная мощность, кВт (min/max)
MAN B&W Diesel AG	L42MC	420/1360	188	4-12L	640/995	141/176	14,4/18	2560/11940
	L35MC	350/1050	101	4-12L	440/650	178/210	14,7/18,4	1760/7800
	S26MC	260/980	52	4-12L	270/400	212/250	14,8/18,5	1080/4800
Mitsubishi Heavy Industrie	UEC33SII	330/105	90	4-8L	/566	162/215	/18	1230/4530
	UEC37LA	370/880	95	4-8L	/520	158/210	/15,6	1120/4160
Niigata Power Systems Co., Ltd	6M26AT	260/460	24,4	6L	147	400	18,1	882
	6M28BT/NT	280/460	30	6L	172/196	390	17,9/20,4	1029/1176
	6M31BT	310/530	40	6L	221	360	18,4	1323
	6M31BLT	310/600	45,3	6L	221	290	20,2	1393
	6M34BT/NT	340/620	56,3	6L	282/306	310/320	18,8/21,1	1680/1838
	6M38T(A)	380/720	81,7	6L	368	250	21,6	2059/2206

Таблица 4

Современные дизельные двигатели зарубежного производства с частотой вращения 1000 об/мин

Фирма-производитель	Тип дизельного двигателя	Диаметр цилиндра/ ход поршня, мм	Рабочий объем цилин-дра, л	Количество цилиндров	Цилиндровая мощность, кВт (min/max)	Частота вращения, об/мин (min/max)	Ср. эффек-тивное дав-ление, бар (min/max)	Агрегатная мощность, кВт (min/max)
Caterpillar Inc	3606.C280	280/300	18,5	6,8L	386/454	900/1000	20,0/22,8	2320/3634
	Mak M20C	200/300	9,5	6,8,9L	170/190	900/1000	24,1/24,2	1020/1710
Daihatsu Diesel Mfg. Co Ltd	DC-17	170/270	6,13	5,6L	101,7	1000	22,1	480/610
Fairbanks Morse Engine	PA6 L/V	280/290	17,9	6,8L,12-20V	273/324	900/1050	21,5	1638/6480
	PA6B L/V	280/330	20,32	6,8L,12-20V	350/405	900/1050	21,3	2100/8100
MAN B&W Diesel AG	L21/31	210/310	10,7	5-9L	215	900/1000	24,1	1075/1935
	L16/24	160/240	4,8	5-9L	90/100	100/1200	20,7/22,4	450/900
Niigata Power Systems Co., Ltd	22HX	220/280	10,6	6L	178	1000	20,0	735/810
	26HX	260/275	14,6	6,8L,12-18V	250	1000	21,3	1400/4500
S.E.M.T Piel-stick	PA5	255/270	13,79	4L,18V	210/220	900/1000	19,2	840/3960
	PA6B	280/330	20,32	4L,18V	325/405	900/1000	22,8	4860/8100
Wärtsilä Co.	Wärtsilä 20	200/280	8,8	4-9L	200	1000	28,0	720/1800
	Wärtsilä 26	260/320	17,0	4-9L, 12, 16V	340	1000	26,5	1860/5440
Yanmar Co., Ltd	6N18L	180/280	7,13	6L	66,7/110	1000		400/660
	N21L	210/290	10,05	6,8L	102,5/170	1000		615/1360

Таблица 5

Современные дизельные двигатели зарубежного производства с частотой вращения 1500 об/мин

Фирма-производитель	Тип дизельного двигателя	Диаметр цилиндра/ ход поршня, мм	Рабочий объем цилин-дра, л	Количество цилиндров	Цилиндровая мощность, кВт (min/max)	Частота вращения, об/мин (min/max)	Ср. эффек-тивное дав-ление, бар (min/max)	Агрегатная мощность, кВт (min/max)
Caterpillar Inc	3508,3512	170/190	4,3	8V,12V	66/109	1200/1800	12,3/20,3	526/1305
Mitsubishi Heavy Industries	SR2 Series	170/220	5,0	6L	134,3	1500		655/705
MTU Friedrichs-hafen GmbH	S60	130/160	2,12	6L	37/62	1500/2300	/15,2	224/373
	S60	133/168	2,33	6L	37/103	1500/2300	/23,1	224/615
	2000	130/150	1,99	8-18V	68/93	1500/2350	/23,6	452/1492
	4000	165/190	4,06	8,12,16V	87/172	1500/2100	/23,6	700/2760
Niigata Power Systems Co., Ltd	NSD/16CX	160/210	4,2	6L	/90	1500	/19,2	485/540
S.E.M.T Pielstick	PA4-185VG	185/210	5,64	6L,18V	98/123	1200/1500	17,4	590/2215
	PA4-200VG	200/210	6,6	8,16V	132/166	1200/1500	20	1060/2650
Volvo Penta	D12-AUX	131/150	2,0	6L	48,7/61,7	1500/1800		292/670
Yanmar Co., Ltd	6RY17P Series	165/219	4,68	6L	104/123	1500		625/736

Следует отметить высокую конкуренцию зарубежных производителей дизельных двигателей, вследствие чего определенная востребованная мощность может быть представлена в моделях 3 – 5 типов двигателей различных фирм.

Сравнительный анализ технико-эксплуатационных характеристик отечественных и зарубежных дизельных двигателей. Технический уровень современных дизельных двигателей

В условиях острой конкуренции между дизелестроительными фирмами и сложной конъюнктуры сбыта продолжается процесс слияния и укрупнения компаний, как внутри отдельных стран, так и в межгосударственном масштабе.

Подобные объединения дают очевидные преимущества по оптимизации общего типажа выпускаемых двигателей, в проведении научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ, а также в расширении сети сбыта и послепродажного технического обслуживания своей продукции. Конкурентоспособность судовых дизельных двигателей – способность выдерживать конкуренцию на внутреннем рынке по сравнению с аналогичной продукцией других производителей и на внешнем рынке по сравнению с иностранными конкурентами. Задачи повышения конкурентоспособности отечественных дизельных двигателей могут быть отнесены к одному из приоритетных направлений развития отечественного дизелестроения, что обусловлено интеграцией России в мировую транспортную систему.

Оценка конкурентоспособности судовых дизельных двигателей должна содержать параметры цены и качества предоставляемых услуг, сферы применения продукции, технико-экономические показатели и другие комплексные показатели. Технико-эксплуатационные параметры дизельных двигателей, отвечающие современным требованиям, обеспечивают их конкурентоспособность, повышение спроса на них и расширение области их применения.

Производственные программы изготовителей дизельных двигателей включают, как правило, производство двигателей не только последнего поколения, но и одного-двух предшествующих. Для сравнительной оценки технического уровня анализируемой группы зарубежных дизельных двигателей отобраны те, которые были созданы или существенно модернизированы за последние 5 – 6 лет. Из отечественных судовых дизельных двигателей рассмотрены все модели, выпускаемые в настоящее время в России.

Приведенные в табл. 1 и 2 параметры отечественных судовых дизельных двигателей относятся к 30 типоразмерам, выпускаемым 11 предприятиями России. Зарубежные судовые дизельные двигатели, представленные в табл. 4 – 6, включают 60 типов, производимых фирмами из 10 стран.

Ниже будет рассмотрен достигнутый уровень отдельных основных параметров отечественных и зарубежных дизельных двигателей, предназначенных для использования на судах, а также выполнен их сравнительный анализ.

Тактность и наличие наддува. Все представленные двигатели, как отечественные, так и зарубежные, работают по четырехтактному циклу. Все новые СОД и ВОД, предлагаемые на мировом рынке имеют турбонаддув. Из отечественных дизельных двигателей не имеют наддува ВОД малой размерности Ч8,5/11 и Ч9,5/11, выпускаемые ОАО «Дагдизель», и устаревшая модель ОАО «Румо» – Ч23/30.

Компоновка и число цилиндров. Из общего количества рассмотренных двигателей, как иностранных, так и отечественных, примерно 60 % составляют рядные двигатели с числом цилиндров от 4 – 5 до 8 – 9 и остальные двигатели V-образные с числом цилиндров от 6 – 10 до 18 – 20. Среди них есть уникальные двигатели с числом цилиндров 2 и звездообразные (завод «Звезда») с числом цилиндров 42 и 56.

Преимущественное использование рядных двигателей отвечает потребностям судостроения и стремлением фирм-разработчиков обеспечить простоту конструкции, доступность узлов и деталей, эксплуатационную надежность, удобство проведения технического обслуживания и ремонта.

Цилиндровая и агрегатная мощность. За последние годы цилиндровая мощность судовых дизельных двигателей практически не изменялась, составляя от 8 до 1500 кВт для СОД и ВОД. Учитывая ограничение в настоящей работе верхнего предела агрегатной мощности дизельного двигателя в 3000 кВт, в табл. 1 – 5 рассмотрены, в основном, дизельные двигатели, удовлетворяющие отмеченному ограничению. Например, для достижения агрегатной мощности 3000 кВт могут использоваться дизельные двигатели с цилиндровой мощностью от 100 до 500 кВт (в рядном или V-образном исполнении). Для рассматриваемого примера современные зарубежные производители могут поставлять более двадцати типоразмеров (примерно 30 % номенклатуры, представленной в табл. 3 – 5), а отечественные – пять типоразмеров дизельных двигателей (табл. 1, 2).

Нижний предел цилиндровой мощности (5 – 10 кВт), как правило, имеют ВОД с малой размерностью цилиндра (80 – 100 мм), предназначенные для установки на маломерных судах. Такие дизельные двигатели выпускаются на отечественных предприятиях: ОАО «Дагдизель», ОАО «Волжский дизель им. Маминых» и ОАО «Богородский машиностроительный завод», а также целым рядом зарубежных фирм. Дизельные двигатели имеют агрегатную мощность от 10 до 100 кВт, частоту вращения от 1000 до 2200 об/мин и дизель-редукторную передачу при использовании их в качестве главных.

Следует отметить, что ранее зарубежные фирмы концентрировали свои усилия, в первую очередь, на повышении мощности дизельных двигателей (цилиндровой, агрегатной), тогда как в последнее время начали доминировать другие параметры: экономичность, надежность, экологичность и др.

В стремлении максимально повысить экономичность создатели дизельных двигателей предлагают потребителям дефорсированные модели с несколькими номинальными рабочими точками, на которых обеспечиваются соответственно более низкие расходы топлива. Это позволяет фирмам-производителям дизельных двигателей расширить номенклатуру производимых моделей, из которых можно выбрать наиболее оптимальный вариант для конкретного объекта применения.

Показатели форсировки. Значения среднего эффективного давления, характеризующие степень совершенства рабочего процесса, а также степень наддува дизельного двигателя, продолжают постепенно повышаться и в настоящее время на отдельных моделях зарубежных дизельных двигателей достигли 3,0 МПа.

Величины p_e порядка 2,3 – 2,6 МПа освоены на значительной части серийно выпускаемых зарубежных дизельных двигателей (см. табл. 3-5). Такому росту форсировок при одноступенчатой системе наддува способствовал значительный прогресс в развитии турбокомпрессоров, совершенствовании процесса топливоподачи, смесеобразования и организации рабочего процесса, увеличение максимального давления сгорания до 22,0 МПа, целый комплекс конструктивных усовершенствований, некоторое увеличение средней скорости поршня и др.

Средняя скорость поршня C_m для рассматриваемых двигателей укладывается в диапазон 8 – 10,5 м/с. В целом можно констатировать незначительное увеличение C_m на современных двигателях.

Большинство отечественных двигателей значительно уступает зарубежным аналогам по показателям величины среднего эффективного давления. Значения среднего эффективного давления p_e всех выпускаемых в России дизельных двигателей (за исключением МОД) условно можно разделить на три группы:

p_e = 0,5 – 1,2 МПа – 14 единиц;

p_e = 1,2 – 1,8 МПа – 6 единиц;

p_e = 1,8 – 2,4 МПа – 3 единицы.

Из представленных результатов видно, что только три модели судовых дизельных двигателей по параметру форсировки p_e соответствуют зарубежным аналогам. Это двигатели 6,8 ЧН 22/28 и 32/40 (ОАО «Румо») и двигатель ЧН 26/26 (ОАО «Коломенский завод»).

Следует отметить, что современные зарубежные судовые дизельные двигатели с p_e меньше 1,5 МПа практически не выпускаются.

Топливная экономичность. Рассматривая эту характеристику как важнейшую в обеспечении конкурентоспособности дизельного двигателя, все производители работают над максимальным снижением удельного расхода топлива на характерных эксплуатационных режимах, а также возможностью использования в двигателе низкосортного (тяжелого) топлива.

Представленные в табл. 3 – 5 зарубежные судовые дизельные двигатели имеют удельный расход топлива b_e в пределах 180 – 200 г/кВтч.

Из отечественных судовых дизельных двигателей (СОД и ВОД) только три модели имеют удельный расход топлива в указанных выше пределах. Это двигатели ЧН 32/40 и ЧН 22/28 (ОАО «Румо»), а также двигатель ЧН 26/26 (ОАО «Коломенский завод»).

Остальные отечественные судовые дизельные двигатели имеют удельный расход топлива в пределах 200 – 250 г/кВтч, что на 20 – 30 % выше, чем у зарубежных аналогов.

Большинство ведущих зарубежных фирм декларируют возможность эксплуатации своих двигателей (СОД, ВОД) на тяжелом топливе с вязкостью до 360 – 700 сСт при 50 °С. При эксплуатации двигателей на тяжелом топливе зарубежные производители по важнейшим деталям и узлам задают нормы наработки и технического обслуживания (ремонта) дизельных двигателей, в зависимости от сорта применяемого топлива – дизельного или тяжелого.

Отечественные производители, как правило, возможность эксплуатации своих дизельных двигателей на тяжелом топливе в рекламах, прайс-листах и других документах не подтверждают.

Выводы

На основании материалов, изложенных в настоящей статье, а также с учетом отечественной и зарубежной информации по современному состоянию развития судовых дизельных двигателей, можно сделать следующие выводы.

1. На мировом рынке судовых дизельных двигателей наблюдается достаточно жесткая конкуренция, что заставляет ведущие дизелестроительные фирмы принимать меры для увеличения спроса на их продукцию.

2. Все ведущие дизелестроительные фирмы внедряют в производство типоразмерные ряды, широко развернутые по числу цилиндров, частоте вращения и степени форсировки по среднему эффективному давлению. Это дает проектанту судна возможность выбора оптимального варианта ЭУ для конкретного проекта и тем самым потенциально увеличить спрос на дизельные двигатели той или иной фирмы. Кроме того, крупные судовладельцы, имеющие суда разного типа, предпочитают иметь дизельные установки одного производителя, что снижает их эксплуатационные расходы.

3. Абсолютно все зарубежные фирмы-производители судовых дизельных двигателей (Wärtsilä, GE, Cummins, Caterpillar, MTV и др.) используют в своих конструкциях комплектующие лучших специализированных фирм: Mahle (поршни); Glico (рамовые (коренные) и мотылевые (шатунные) вкладыши); Goeutze (поршневые кольца); DUAP (топливная аппаратура); Geislinger (демпферы крутильных колебаний); Stromag (муфты); Stafford (генераторы) и др.

Отечественные производители дизельных двигателей применяют ограниченное количество деталей, поставляемых зарубежными специализированными фирмами по двум причинам:

для исключения зависимости от комплектующих западных фирм;

из-за значительного удорожания дизельного двигателя.

4. Производители ВОД предлагают агрегаты со встроенными редукторами (дизель-редукторные агрегаты) и электрическими генераторами (дизель-генераторы), что позволяет сократить габариты установки. Более того, некоторые фирмы (MAN, Wärtsilä, MaK) предлагают поставку комплектной пропульсивной установки в составе дизельного двигателя, валопровода, винта регулируемого шага, винто-рулевых колонок и системы управления, что позволяет сократить время и затраты на проектирование и постройку судна.

5. Ведущие фирмы (MAN, Wärtsilä, Caterpillar) декларируют возможность работы СОД и ВОД на тяжелом топливе (до 700 сСт при 50 °С), что дает экономию в эксплуатационных расходах.

7. В диапазоне частоты вращения более 500 об/мин и мощности до 3000 кВт все фирмы предлагают четырехтактные дизельные двигатели с достаточно высокой форсировкой по среднему эффективному давлению (как правило, более 2,0 МПа) за некоторыми исключениями, касающимися маломощных дизельных двигателей без наддува с рабочим объемом цилиндра менее 1 л и частотой вращения до 1800 об/мин.

8. В диапазоне частоты вращения до 500 об/мин для пропульсивных установок предлагаются как двухтактные крейцкопфные, так и четырехтактные дизельные двигатели, обычно с прямой или редукторной передачей мощности на винт. Известно, что японские рыбодобывающие компании предпочитают суда, имеющие главные двигатели с прямой передачей мощности на винт. В соответствии с данными имеющихся каталогов, только одна из зарубежных фирм в настоящее время производит такие дизельные двигатели – фирма Niigata Power Systems Co., Ltd. Это дизельные двигатели в 6-цилиндровом исполнении, имеющие достаточно высокую степень форсировки по среднему эффективному давлению – от 1,7 до 2,3 МПа.

9. Для дизельных двигателей последнего поколения ведущие фирмы декларируют низкий приведенный удельный расход топлива (170 – 180 + 5 % г/кВтч) и удельный расход смазочного масла (до 0,6 г/кВтч).

10. Все зарубежные фирмы, оценивая свои дизельные двигатели, приводят только данные стендовых испытаний (т. е. данные по отдельно рассматриваемому двигателю) и никогда не дают данных и показателей дизельного двигателя в составе судовой ЭУ. Это вполне логично, поскольку от состояния судовых систем и установки в целом существенно зависят расходы топлива и масла, ресурсные, экологические и другие показатели.

Аналогично поступают и отечественные производители судовых дизельных двигателей.

11. В связи с действующими требованиями Приложения VI к Конвенции MARPOL 73/78, ограничивающими выброс в окружающую среду окислов азота NO_x и серы SO_x, ведущие фирмы усиленно ведут работы по выполнению этих требований для получения на свои судовые дизельные двигатели сертификата EIAPP (Engine International Air Pollution Prevention) и комплект документов, необходимых для получения судового сертификата IAPP (International Air Pollution Prevention).

Дизельные двигатели отдельных фирм (например, Wärtsilä) уже в настоящее время могут удовлетворять более жестким нормам ограничения выбросов окислов азота NO_x и серы SO_x (IMO Tier 2), которые введены с 01.01.2011 г.

12. Ведущие зарубежные фирмы проводят активную работу по применению электронных систем управления процессами топливоподачи в цилиндры и газообмена. Наибольшее распространение получила система Common Rail с программным управлением подачей топлива. В частности, такие системы позволяют существенно улучшить эмиссионные характеристики дизельного двигателя, что особенно важно при работе судов в особых районах контроля выбросов.

13. Анализ конструкции базовых узлов, материалов деталей, термических и химико-термических обработок, методов контроля параметров и конструирования, применения методов упрочнения и т. п. показывает, что в конструкциях западных дизельных двигателей нет технических решений, которые бы не были использованы в лучших моделях отечественных дизельных двигателей.

14. В последнее время дизелестроители обращают все больше внимания на обеспечение безопасности установки в связи с возможными отказами отдельных ее компонентов, а также на снижение эксплуатационных расходов на техническое обслуживание. Для этого предлагаются развитые системы контрольно-предупредительной сигнализации и защиты, включая автоматический мониторинг основных рабочих параметров. Также предлагаются программные средства для диагностирования технического состояния дизельного двигателя и для планирования и учета работ по его техническому обслуживанию и ремонту. Последние обеспечивают, помимо прочего, снижение расходов на проведение ежегодных и очередных освидетельствований судна инспекторами классификационных обществ, которые в таких случаях допускают отказ от контрольных разборок механизмов [4].

15. В настоящее время расчетные методы при создании отечественных и зарубежных дизельных двигателей практически идентичны, причем в основе зарубежных методик часто лежат теоретические разработки российских ученых.

Применяемые программные комплексы в составе САРП, такие как UNIGRAPHICS NX, Solid Edge, NASTRAN, PATRAN, ADAMS и др., с успехом используются за рубежом и у нас.

16. Одной из важнейших эксплуатационных характеристик судового дизельного двигателя является его надежность. Параметры безотказности и ремонтопригодности зависят от конструкции и технологии

изготовления дизельного двигателя и отрабатываются на стадии его конструирования и доводки в заводских условиях, тогда как долговечность проверяется, как правило, в ходе эксплуатации. В общедоступных источниках практически отсутствуют данные по фактической долговечности конкретных моделей дизельных двигателей, однако, по отзывам эксплуатационников, дизельные двигатели известных зарубежных производителей, представленных в табл. 3 – 5, обладают хорошими характеристиками долговечности.

17. Следует отметить также следующее:

.1 ведущие фирмы имеют, как правило, лицензиатов во многих странах мира. Например, по лицензиям фирмы MAN выпускают продукцию на 42 предприятиях в 12 странах мира (из них только в КНР – 19);

.2 в связи с глобализацией экономики и жесткой конкуренцией в последнее время наблюдается объединение под общее руководство крупнейших дизелестроительных фирм: MAN и Burmeister&Wain, Wärtsilä и Sulzer, Caterpillar и MaK. В ряде случаев мелкие фирмы поглощаются крупными. Указанные тенденции ведут к сокращению числа аналогичных типоразмерных рядов дизельных двигателей, «вымыванию» малоперспективных моделей и возможности выделения больших ресурсов на разработку и производство перспективных моделей;

.3 за рубежом достаточно широко развита кооперация между производителями дизельных двигателей и предприятиями, специализирующимися на производстве отдельных компонентов дизельного двигателя: топливной аппаратуры, регуляторов, поршневых колец, фильтров, турбонагнетателей и др. Такой подход разгружает основное производство от необходимости приобретения часто дорогостоящего оборудования.

18. Сравнение технико-эксплуатационных характеристик зарубежных дизельных двигателей различных фирм (табл. 3 – 5) с судовыми дизельными двигателями отечественного производства (табл. 1, 2) показывает, что по основным технико-эксплуатационным показателям, определяющим конкурентоспособность дизельных двигателей (форсировке, экономичности, ресурсным показателям и др.) зарубежные двигатели превосходят дизельные двигатели отечественного производства.

19. При производстве отечественных дизельных двигателей в настоящее время мы уступаем западным аналогам в отдельных конструктивных решениях, культуре производства, точности технологи-

ческого оборудования, технико-эксплуатационных параметрах, уровне технического обслуживания и др.

20. Сегодня проблемы отечественного судового дизелестроения – это следствие невнимания к его проблемам: старые суда и дизельные двигатели, контрафактные запчасти, низкое качество технического обслуживания и ремонта, отсутствие средств на разработку и производство новых современных моделей дизельных двигателей и замену устаревшего технологического производственного оборудования, низкое качество комплектующих деталей и узлов, отсутствие инвестиций в отрасль, обновления производства и освоения технологий и др.

21. В настоящее время новое проектирование и попытки производства новых моделей инициируются разработчиком, а не определяется государственными программами. Рыночная экономика не в состоянии решать заявленные проблемы дизелестроения и вопросы государственного и регионального масштаба.

23. Выполненный анализ показал, что транспортная стратегия России не рассматривает вопросы развития дизелестроения, что является сдерживающим фактором развития всей отрасли.

Вместе с тем чрезвычайно актуальными остаются вопросы модернизации производства и разработки новых моделей перспективных дизельных двигателей.

24. На обозримую перспективу развития энергетики судовые дизельные двигатели будут оставаться стратегически важным продуктом, обеспечивающим важнейшие отрасли государственного назначения (промышленного и транспортного).

Список литературы

1. Дизельные и газовые двигатели. Каталог. – СПб. : ООО «ЦНИДИ», 2009. – 200 с.

2. Камкин С.В., Возницкий И.В., Шмелев В.П. Эксплуатация судовых дизелей. – М. : Транспорт, 1990. – 344 с.

3. Конкс Г.А., Лашко В.А. Мировое судовое дизелестроение. Концепции конструирования, анализ международного опыта. – М. : Машиностроение, 2005. – 512 с.

4. Сорокин В.А. Современные условия эксплуатации судовых дизелей // Перспективные транспортные средства для Арктики : сб. науч. труд. ЦНИИМФ. – СПб., 2002. – С.196 – 211.

УДК 629.5.035.5: 629.5.035.8: 629.5.061.1

УТОЧНЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТОВ ЗАПАСА ПРОЧНОСТИ СИЛОВЫХ ЭЛЕМЕНТОВ ВАЛОПРОВОДА, ГРЕБНОГО ВИНТА И РУЛЕВОГО УСТРОЙСТВА НА ОСНОВЕ ИХ ПОВРЕЖДАЕМОСТИ

М.Д. Емельянов, *канд. техн. наук, ЗАО «ЦНИИМФ»*

Ключевые слова: *прочность валопровода, гребного винта и рулевого устройства*

Задача проектирования конструкции заключается в определении размеров ее элементов и выборе материала, с целью обеспечения безаварийной эксплуатации технического объекта в течение всего планируемого срока службы. При этом существует практика компенсировать недостаточность знаний о внешних эксплуатационных нагрузках, свойствах материалов и идеализацию расчетной схемы приложения нагрузки посредством использования коэффициентов запаса прочности.

Даже для хорошо известных конструкций и механизмов при изменении или отклонении от установленной схемы возможно заметное увеличение количества случаев их повреждаемости. Так, например, у валопроводов, гребных винтов и рулевого устройства наблюдается существенное увеличение частоты отказов при бортовом расположении линии вала по сравнению с центральным [3]. В частности, для силовых элементов валопровода увеличение количества случаев повреждаемости в среднем происходит в 9,6 раза, для гребных винтов: у винта фиксированного шага (ВФШ) – в 1,3 раза, у винта регулируемого шага (ВРШ) – 1,2; для рулевого устройства – в 3,4 раза (см. рис. 1). Для гребных винтов судов неарктического района плавания категории **Ice** увеличение происходит: у ВФШ в 2,8 раз, у ВРШ – 1,2 раза. Кроме того, при бортовом расположении вала не выполняется принцип «пирамидальной прочности» силовой линии «гребной винт–главный двигатель», который гласит, что «по мере удаления от конечного силового элемента вдоль силовой линии прочность промежуточных элементов должна возрастать» и, следовательно, частота их отказов – уменьшаться.

Данная ситуация возникла из-за случайного характера эксплуатационных нагрузок, действующих в течение срока службы судна на

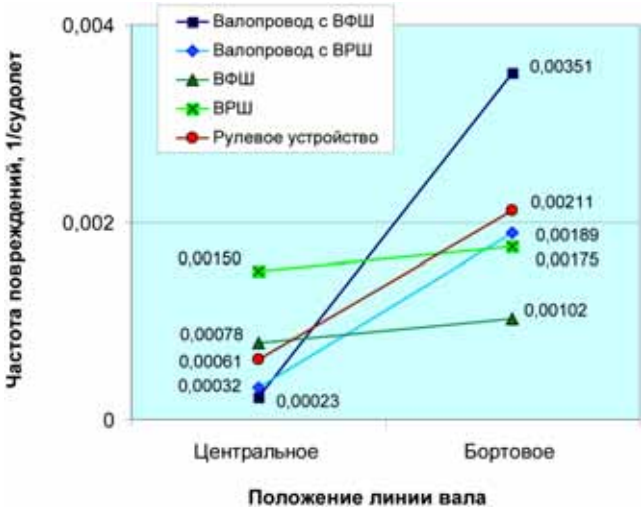


Рис. 1
Повреждаемость гребного винта, валопровода и рулевого устройства
в зависимости от положения линии вала

гребной винт и перо руля (поворотную насадку) при бортовом положении линии вала, и требует введения дополнительного корректирующего коэффициента запаса прочности в формулы, определяющие прочностные размеры силовых элементов.

Для этого необходимо:

установить характер, причины и частоту повреждаемости силовых элементов валопровода, гребного винта и рулевого устройства;

выявить законы долговременного распределения нагрузок для этих узлов;

определить физические модели появления повреждений;

получить зависимость величины корректирующего коэффициента запаса прочности от уровня повреждаемости.

1. Повреждения гребных винтов, валопроводов и рулевых устройств

Исследования повреждаемости гребных винтов у судов, эксплуатировавшихся в Дальневосточном бассейне в 1963 – 1991 гг., выполненные Луценко В.Т. [5], показали, что повреждения, как правило, про-

являются виде трещин в лопасти, загибов ее концов, коррозии (эрозии) и вырывов металла кромок лопастей, облома лопасти у комля, утери лопасти при разрушении болтов крепления или их самоотдачи. Анализ актов внеочередных освидетельствований в связи с аварийным случаем по данным РС за период 1993 – 2008 гг. [3] выявил также повреждения в виде схода винта с конуса гребного вала и его утерю при бесшпоночном типе крепления и поломки механизма изменения шага (МИШ) для ВРШ.

Из перечисленных видов повреждений рассмотрению подлежат те, при которых происходит существенное снижение эксплуатационных и мореходных качеств судна: облом, загиб, утеря лопасти гребного винта, потеря гребного винта или поломка МИШ. Остальные виды повреждений позволяют некоторое время эксплуатировать судно, например, до проведения очередного докования.

Утерю гребного винта при бесшпоночном соединении на гребном валу следует рассматривать как результат ненадежного конструктивного решения, который, при наличии отклонений в технологии монтажа винта на валу или в результате коррозии конуса гребного вала, может привести к ослаблению посадки, отдаче гайки-обтекателя при реверсах и сходу винта с вала. Поэтому этот вид отказа следует относить к нерасчетным случаям.

К нерасчетным случаям можно также отнести утерю лопасти из-за самоотдачи или разрушения болтов крепления лопасти к ступице, так как это связано с нарушением технологии монтажа при ремонте, т. е. является ошибкой человека, либо вызвано воздействием непрогнозируемых нагрузок.

В условиях нормальной эксплуатации на винт действуют гидродинамические нагрузки на чистой воде и ледовые нагрузки, возникающие при фрезеровании льда винтом. При этом ледовые нагрузки в несколько раз превышают гидродинамические и являются определяющими при назначении прочностных размеров гребного винта и элементов его крепления.

Причиной повреждений гребных винтов, выполненных из бронзовых сплавов, является превышение нагрузки статической прочности лопасти при взаимодействии со льдом, которое проявлялось в обломе лопасти (разделение на две части) и в загибе кромок. Часть загибов лопасти была получена в результате навала на лед «плашмя» при отсутствии вращения винта. Стальные винты получали повреждения как в виде облома лопасти или загиба ее кромок, так и в виде усталостных трещин в лопастях винта.

Таким образом, в качестве критерия предельного состояния гребного винта можно рассматривать как критерий предельной (разовой) прочности, так и критерий усталостной прочности.

Отказы валопроводов могут происходить как из-за поломки конструктивных элементов вследствие силового взаимодействия, так и при достижении в опорных элементах износа критических значений. Основной причиной поломки конструктивных элементов можно считать накопление усталостных повреждений. Этот вывод можно сделать на основе нижеследующего.

В течение срока службы судна силовые элементы валопровода испытывают ориентировочно $10^9 \div 10^{11}$ циклов нагружения, что значительно превышает объем базовых испытаний на предел выносливости N_0. Учитывая, что предел выносливости деталей с концентратором напряжения в несколько раз меньше временного сопротивления, то при обычной эксплуатации нагрузки, действующие на валопровод, всегда будут меньше их предельной (разовой) несущей способности.

Поэтому поломки силовых элементов, возникающих в местах концентрации напряжений, носят усталостный характер, и, следовательно, в качестве основного критерия предельного состояния для силовых конструктивных элементов валопровода следует принять критерий усталостной прочности.

Исследования Луценко В.Т. по повреждаемости рулевых устройств у судов, эксплуатировавшихся в Дальневосточном бассейне, выявил в качестве основного вида повреждения износ в паре «баллер-втулка». Поскольку износы развивались достаточно медленно, то они обнаруживались при проведении плановых докований, и, при необходимости, дефекты устранялись. Таким образом, сам по себе повышенный износ пары «баллер-втулка» не приводил к внезапному отказу рулевого устройства в рейсе.

Анализ аварийных случаев по данным РС за период 1993 – 2008 гг. показал, что основными видами повреждений рулевого устройства являлись следующие:

отказ рулевой машины из-за поломок ползуна, тяг рычагов, элементов крепления фундамента упора секторов;

самоотдача болтов крепления пера руля (поворотной насадки) к баллеру, сход пера руля (поворотной насадки) с баллера и его утеря;

обрыв болтов крепления пера руля (поворотной насадки) к баллеру, утеря пера руля (поворотной насадки);

трещины в обшивке пера руля (поворотной насадки) по сварному шву обшивки и отливки (ступицы насадки), обрыв пера руля (поворот-

ной насадки) по сварному соединению конструкции крепления пера руля (насадки) к фланцу и его утеря.

Отметим, что при отказах рулевого устройства выполняется принцип «пирамидальной прочности», т. е. чаще всего имеет место повреждение пера руля или поворотной насадки, на втором месте стоит повреждение крепления пера руля или поворотной насадки к баллеру и реже всего происходит отказ рулевой машины. Поэтому корректировку формул, определяющих прочностные размеры силовых элементов рулевого устройства, соответственно положению линии вала достаточно выполнить только для пера руля или поворотной насадки.

Отказ рулевого устройства чаще всего происходил при действии экстремальных нагрузок. Поэтому критерием предельного состояния пера руля (поворотной насадки) может быть критерий как усталостной, так и предельной прочности.

2. Долговременные распределения нагрузок

Для гребного винта наибольшие нагрузки возникают при фрезеровании льда винтом и являются случайными. Решение задачи определения нагрузки на лопасть гребного винта было предложено Андрюшиным А.В. [1] на основе теории экстремальных значений. В частности им было показано, что для вероятностного описания случайных нагрузок при расчете усталостной и статической прочности различных конструкций, включая ледокольные пропульсивные комплексы, может быть использован третий асимптотический закон Фреше-Фишера-Типпета (3FFT), представленный на рис. 2 и описываемый выражением

$$p(x) = a / x_s \cdot \left(\frac{x_{\max} - x}{x_s} \right)^{a-1} \cdot \exp\left[- \left(\frac{x_{\max} - x}{x_s} \right) \right]^a,$$

где $x_{\max}$ – экстремально-возможное значение ледовой нагрузки;
x – значение экстремума ледовой нагрузки;
a, x_s – параметры формы и масштаба, соответственно.

Отличительной чертой закона 3FFT является ограниченность диапазона изменения нагрузок сверху параметром $x_{\max}$, который имеет смысл максимально возможной нагрузки. Наибольший интерес и практическое значение имеет оценка этого параметра, а также пара-

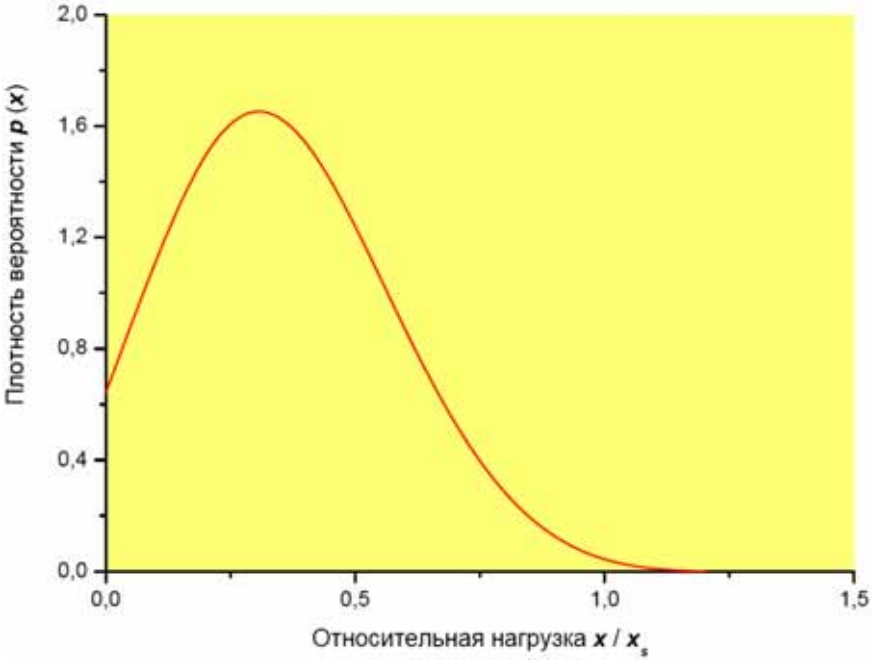


Рис. 2
Распределение нагрузки по закону 3FFT при a = 4,5 и x_s / x_{max} = 0,8

метра формы распределения a. Как следует из экспериментальных и расчетных данных, значения параметра a лежат в диапазоне 4 ÷ 5, а величина $x_s / x_{max} \approx 0{,}77 \div 0{,}83$.

Валопровод является следующим элементом, лежащим по силовой линии «гребной винт–главный двигатель». Поэтому к нему применимо долговременное распределение 3FFT. Отличие нагрузки, действующей на валопровод, от характера приложения нагрузки к лопасти гребного винта состоит в том, что частота пульсаций кратна количеству лопастей, амплитуда пульсаций сглажена из-за инерционности элементов валопровода, и возможно наложение крутильных колебаний при частоте вращения валопровода, близкой к резонансной частоте.

Характер взаимодействия пера руля (поворотной насадки) со льдом и следующих за ним по силовой линии элементов принципи-

ально отличается от условий работы гребного винта. Если для гребного винта основным источником нагрузки является фрезерование льда, то к перу руля лед попадает в виде ледовой крошки или обломков льда. Поэтому возможны два расчетных случая: воздействие волновых гидродинамических нагрузок и давление ледового поля. В последнем случае схема приложения нагрузки аналогична воздействию ледового поля (льда) на корпус судна. При этом в обоих случаях распределение нагрузки хорошо согласуется с законом Вейбулла, представленным на рис. 3, плотность вероятности $p(x)$ которого описывается выражением

$$p(x) = a / b \cdot (x / b)^{a-1} \cdot \exp\left[-(x / b)^{a}\right],$$

где a, b – параметр формы и масштаба, соответственно.

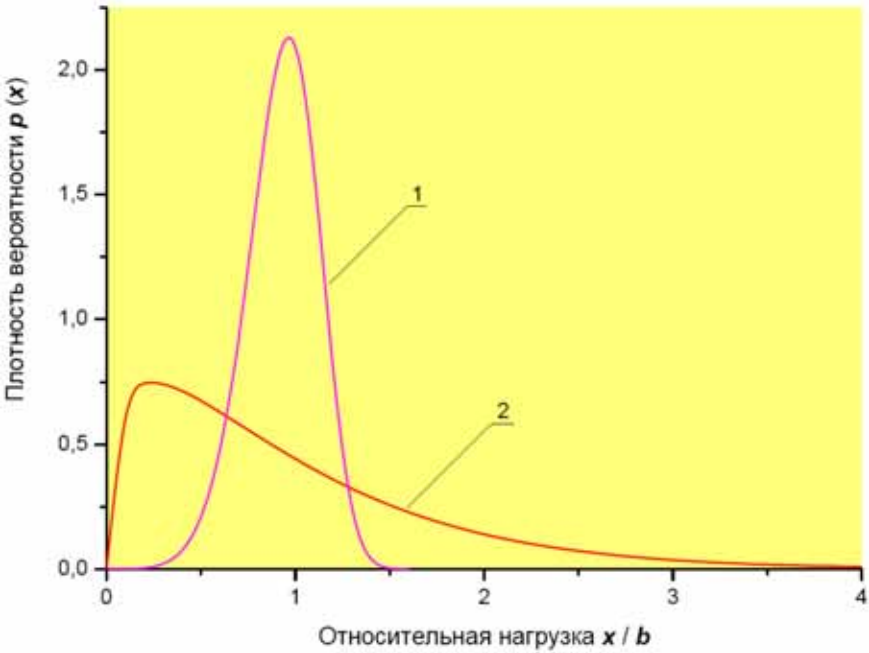


Рис. 3
Распределение нагрузки по закону Вейбулла при a = 6 (1) и a = 1,2 (2)

Обработка статистических данных [5] по повреждениям корпусных конструкций судов, эксплуатирующихся в Северо-Западном, Арктическом и Дальневосточном бассейнах, позволила определить величину параметра формы, значение которого близко к $a \approx 6$. Для волновых нагрузок примем значение параметра формы $a = 1{,}2$.

3. Прочностные характеристики материалов

Характеристикой предельной прочности материала может являться временное сопротивление $\sigma_в$, при котором происходит разрушение (разделение на части) элементов конструкции, или предел текучести $\sigma_т$, при достижении которого нормальная эксплуатация затруднена. Многочисленные исследования и испытания свидетельствуют о том, что распределение характеристик предельной прочности близко к нормальному закону с коэффициентом вариации, близким к 0,1. Усталость в материалах проявляется в необратимом накоплении повреждений, которые, в конечном счете, приводят к разрушению деталей и элементов конструкции.

Несмотря на огромное число исследований в этой области, остается немало «белых пятен», вследствие чего расчеты на усталость до сих пор носят приближенный характер. По внешнему виду кривой усталости можно выделить три основных типа, представленных на рис. 4.

К первому типу кривой усталости (кривая 1) относятся результаты испытания стальных образцов на воздухе. В районе числа циклов нагружения $N_0 = (2 \div 5) \cdot 10^6$ кривая имеет излом, характеризуемый пределом выносливости σ_{No}, ниже которого усталостное разрушение не происходит.

Кривая усталости этого типа в диапазоне напряжений от предела выносливости σ_{No} до временного сопротивления $\sigma_в$ может быть описана уравнением

$$N(\sigma) = N_0 (\sigma_{No} / \sigma)^m \quad \text{при } \sigma_{No} \le \sigma \le \sigma_в.$$

Второй тип кривой усталости (кривая 2) наблюдается у стальных образцов, испытываемых в жидкой среде. Влияние жидкой коррозионной среды проявляется в снижении прочностных характеристик. При этом излом кривой смещается к $N = 10^7$, и предел ограниченной выносливости постоянно уменьшается с ростом циклов нагружения.

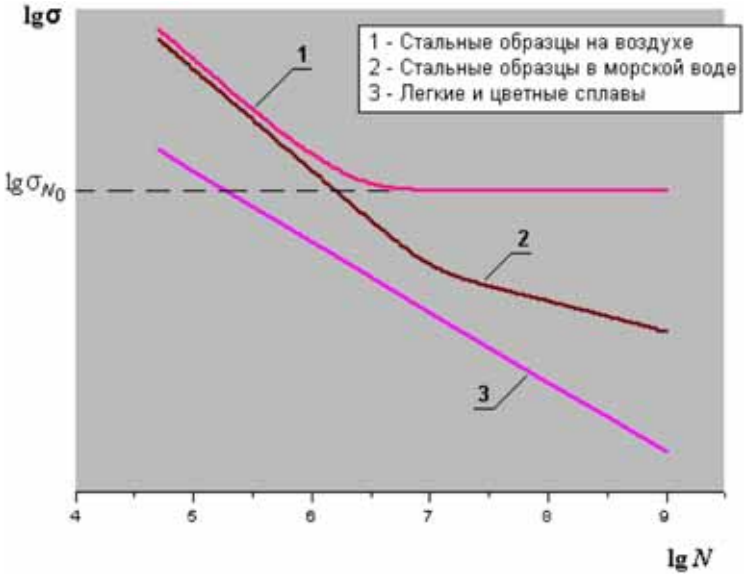


Рис. 4
Типы кривых усталости

Данная бинарная кривая характеризуется угловыми коэффициентами наклона m_1 и m_2 на графике в двойных логарифмических координатах и может быть представлена выражением

$$N(\sigma) = \begin{cases} N_0 (\sigma_{No} / \sigma)^{m_1} & \text{при } \sigma_{No} \le \sigma \le \sigma_в; \\ N_0 (\sigma_{No} / \sigma)^{m_2} & \text{при } 0 \le \sigma \le \sigma_в. \end{cases}$$

Третий тип кривой усталости (кривая 3) встречается у образцов, изготовленных из легких и цветных сплавов, испытываемых как в жидкой среде, так и на воздухе. Форма записи кривой усталости та же, что и в уравнении для кривой 1:

$$N(\sigma) = N_0(\sigma_{No} / \sigma)^m \quad \text{при } 0 \le \sigma \le \sigma_в.$$

При наличии концентраторов напряжения распределение предела выносливости близко к логарифмически-нормальному зако-

ну с коэффициентом вариации логарифма предела выносливости, близким к 0,1.

4. Назначение прочностных размеров силовых элементов

Суть подхода в назначении прочностных размеров силовых элементов на основе оценки их повреждаемости заключается в том, что исследуется зависимость вероятности повреждения (частоты отказов) от уровня напряженного состояния. Если обозначить через σ уровень исходного напряженного состояния, то снижения повреждаемости можно достигнуть путем уменьшения напряженного состояния до величины σ / k, где $k > 1$. Это достигается тем, что в расчетные формулы, определяющие прочностные размеры элементов, вводится дополнительный корректирующий коэффициент запаса прочности k, учитывающий положение линии вала.

Решение этой задачи основывается на вероятностных расчетах по критериям предельной и усталостной прочности. В случае превышения предельной (разовой) прочности вероятность повреждения (отказа) P от одного цикла нагружения вычисляется как вероятность того, что напряжения, возникающие от внешней нагрузки, превысят прочность материала. Эта вероятность описывается уравнением

$$P = Pr\,[\sigma_{Н} \geq \sigma_{П}],$$

где $\sigma_{н}$ – напряжения, возникающие от внешней нагрузки;
$\sigma_{п}$ – прочность материала.

Для этого, сначала, определяется ордината σ_{A}, при которой плотность вероятности распределения напряжений от внешней нагрузки $p_{Н}(\sigma)$ равна плотности вероятности распределения прочности $p_{П}(\sigma)$. Затем выполняется интегрирование плотности вероятности $p_{П}(\sigma)$ в диапазоне от 0 до σ_{A} и плотности вероятности $p_{Н}(\sigma)$ в диапазоне от σ_{A} до ∞ по формуле

$$P = \int_{0}^{\sigma_{A}} p_{П}(\sigma) + \int_{\sigma_{A}}^{\infty} p_{Н}(\sigma).$$

Момент появления отказа не зависит от возраста судна, и он может появиться, с равной вероятностью, как в начале, так и в середине или в конце срока службы судна. При этом с увеличением срока рассматриваемого периода вероятность повреждения возрастает.

Для расчета усталостной прочности элементов конструкций и деталей принимается допущение, что при суммировании усталостных повреждений от нагрузки с разной амплитудой справедлива линейная гипотеза накопления повреждений. Тогда эффективная (осредненная) скорость накопления усталостного повреждения δ при данном распределении внешней нагрузки может быть получена путем численного интегрирования произведения скорости накопления усталостного повреждения при заданной амплитуде, равной $N(\sigma)^{-1}$, на плотность вероятности распределения напряжений от внешней нагрузки $p_\sigma(\sigma)$ по формуле

$$\delta = \int_{\sigma_{min}}^{\sigma_{max}} \frac{p_\sigma(\sigma)}{N(\sigma)} \cdot d\sigma.$$

Для определения корректирующего коэффициента запаса прочности k, учитывающего положение линии вала, необходимо вычислить отношение вероятностей усталостного повреждения (снижение частоты повреждений) при уменьшении уровня напряженного состояния в k раз по сравнению с исходным, которое равно отношению скоростей накопления усталостных повреждений:

$$\frac{P(\sigma)}{P(\sigma/k)} = \frac{\delta(\sigma)}{\delta(\sigma/k)},$$

где $\delta(\sigma)$, $\delta(\sigma/k)$ – скорость накопления усталостных повреждений при исходном и уменьшенном в k раз напряженном состоянии, соответственно.

В результате, задавая различные значения k, можно получить зависимость:

$$k = f[P(\sigma) / P(\sigma/k)].$$

Расчет корректирующего коэффициента запаса прочности [2] выполнялся с использованием пакета программ MathCAD 2001 Professional. Результаты расчета приведены в табл. 1.

Полученные значения корректирующего коэффициента (здесь и далее k_{si}), учитывающего расположение линии вала (*shaft location*), можно непосредственно ввести в расчетные формулы Правил РС [4], определяющих прочностные размеры силовых элементов. В случае

центрального положения линии вала k_{sl} = 1, при бортовом положении значение k_{sl} может приниматься, например, из табл. 1.

Таблица 1

Значения корректирующего коэффициента *k* при бортовом положении линии вала

Элемент	Тип нагрузки	Критерий прочности	$P(\sigma)/P(\sigma/k)$	k
ВФШ	Ледовая	Усталостный (Сталь 08 × 14НДЛ)	1,30	1,04
ВРШ			1,17	1,02
Валопровод с ВФШ	Ледовая	Усталостный ($k_э$ = 1,4)	15,56	1,28
Валопровод с ВРШ			5,85	1,17
Рулевое устройство	Волновая	Предельный	3,41	1,20

Примечание: $k_э$ – эффективный коэффициент концентрации напряжения.

Для гребных винтов учет положения линии вала можно осуществить в формуле (6.2.1) части VII «Механические установки» Правил РС [4], определяющей наибольшую толщину *s* спрямленного цилиндрического сечения лопасти

$$s = 9{,}8\left[A\sqrt{\frac{0{,}14\,k\,k_{Sl}P}{z\,b\,n\,\sigma}} + c\frac{m}{\sigma}\left(\frac{Dn}{300}\right)^2\right].$$

Для валопровода учет положения линии вала можно осуществить в формулах (5.2.1) и (5.2.3) части VII «Механические установки» Правил РС [4], определяющих диаметр, соответственно, промежуточного и гребного валов

$$d_{пр} = F\sqrt{k_{Sl}}\cdot\sqrt[3]{P/n};\quad d_{гр} = 100\,k\,\sqrt{k_{Sl}}\cdot\sqrt[3]{P/n}.$$

Для рулевого устройства учет можно выполнить путем увеличения условной расчетной нагрузки *F*, действующей на перо руля или на поворотную насадку, по формулам (2.2.2.1-1) и (2.2.3.1-1) части III «Устройства, оборудование и снабжение» Правил РС [4], соответственно

$$F = k_{Sl}\,(F_1 + F_2);\quad F = k_{Sl}\,(F_н + F_{cm}).$$

Таким образом, представленный подход позволяет получить зависимость между корректирующим коэффициентом запаса прочности и

относительным снижением частоты повреждений силовых элементов гребного винта, валопровода и рулевого устройства и обеспечить одинаковый уровень повреждаемости силовых элементов, как при центральном, так и при бортовом положении линии вала.

Список литературы

1. Андрюшин А.В. Теория взаимодействия гребного винта со льдом. Обеспечение эксплуатационной прочности элементов пропульсивного комплекса судов ледового плавания и ледоколов : дисс. на соиск. учен. степ. докт. техн. наук. – СПб., 2006. – 254 с.

2. Корректировка Правил классификации и постройки морских судов (ч. II, VI) в части сопоставительной прочности валопровода, гребного винта и рулевого устройства при бортовом расположении линии валов (II этап) // Отчет о НИР ЗАО «ЦНИИМФ» по договору № РС-30/2010. – СПб., 2010. – 24 с.

3. Луценко В.Т. Конструктивно-технологическое обеспечение надежности элементов подводной части морских судов. В 5 ч. Ч.3: Закономерности распределения эксплуатационных повреждений и затраты на поддержание надежности элементов движительно-рулевых комплексов. – Владивосток : Изд-во ДВГТУ, 2007. – 126 с.

4. Правила классификации и постройки морских судов. – СПб. : Российский морской регистр судоходства, 2011.

5. Разработка схемы мониторинга технического состояния судов с оценкой риска (I этап). // Отчет о НИР ЗАО «ЦНИИМФ» по договору № РС-37/2009. – СПб., 2009. – 90 с.

УДК 621.43

ОСОБЕННОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ МЕТОДОЛОГИИ ФОБ ПРИ ОЦЕНКЕ РИСКА СУДОВОЙ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ УСТАНОВКИ

Д.С. Семионичев, *канд. техн. наук,*
ФГУ «Российский морской регистр судоходства»

Ключевые слова: *формализованная оценка безопасности, судовая энергетическая установка, надежность, алгоритм, математическая модель, риск, отказ, дерево событий*

При проектировании, изготовлении, ремонте и модернизации судовой энергетической установки необходимо определять наиболее рациональный вариант компоновки и состава судовой энергетической установки (СЭУ) для достижения экономичной, надежной и долговечной работы СЭУ, а также обеспечить ее безопасность и эргономичность в процессе эксплуатации.

Эти качества обеспечиваются только в том случае, если при проектировании СЭУ учитывается современный уровень развития техники, а при изготовлении и сборке деталей соблюдаются все требования и технические условия, согласованные в контролирующих и сертификационных органах.

В дальнейшем, в процессе эксплуатации СЭУ, по различным причинам возникают дефекты деталей и узлов (износы, повреждения). В результате этого общее техническое состояние механизмов и агрегатов перестает соответствовать указанному в технической документации, и силовая установка теряет свои спецификационные качества.

Одним из основных путей повышения эффективности использования судов является улучшение качества и надежности механизмов и судового оборудования, а также совершенствование практических методов исследования надежности СЭУ, что позволяет не только повысить безопасность мореплавания из-за снижения до минимума вероятности возникновения неожиданных отказов оборудования в процессе эксплуатации, но и значительно повышает рентабельность судоходства за счет исключения преждевременного списания обору-

дования, выработавшего нормативный временной ресурс, но фактически еще не достигшего границ опасного технического состояния и способного безаварийно работать в течение длительного времени.

В качестве инструмента при исследовании надежности СЭУ может быть использован метод формализованной оценки безопасности (ФОБ), основанный на принципе принятия заблаговременных действий и представляющий собой структурированный метод, позволяющий до возникновения аварии определить потенциально опасные ситуации с тем, чтобы заранее оценить величину риска, провести оценку затрат и выгод, связанных с применением возможных вариантов управления рисками, и на основании систематизированного анализа принять обоснованные решения по снижению величины риска.

При этом риск определяется как произведение вероятности возникновения события на тяжесть его последствия, которая зависит от степени дублирования и ответственности отказавшего элемента, его влияния на управляемость и мореходные качества судна, возможности устранения неисправности силами экипажа, необходимого времени для устранения последствий отказа, удаленности района, в котором произошла авария, от места убежища и т. д.

На первом этапе ФОБ при выявлении опасностей возможных отказов элементов СЭУ можно использовать метод анализа дерева событий и описать с его помощью внутренних связей между элементами СЭУ (рис. 1). Например, вероятность выхода из строя топливной аппаратуры единичного цилиндра двигателя может быть определена

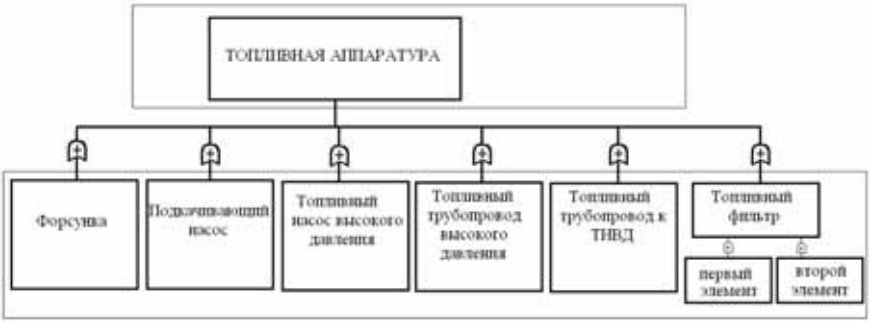


Рис. 1
Дерево событий для топливной аппаратуры единичного цилиндра двигателя

при известной вероятности отказа форсунки, подкачивающего насоса, топливного насоса высокого давления, топливных трубопроводов и одновременного отказа фильтрующих элементов топливного фильтра.

На втором этапе ФОБ производится анализ риска, то есть при наличии достаточной статистической выборки и известной интенсивности отказа каждого элемента можно, с учетом текущей наработки, сделать прогноз о вероятности возникновения отказа в анализируемый период времени (рис. 2).

В случае отсутствия необходимой информации о работе того или иного элемента конкретной СЭУ предложено руководствоваться статистическими данными по аналогичному оборудованию.

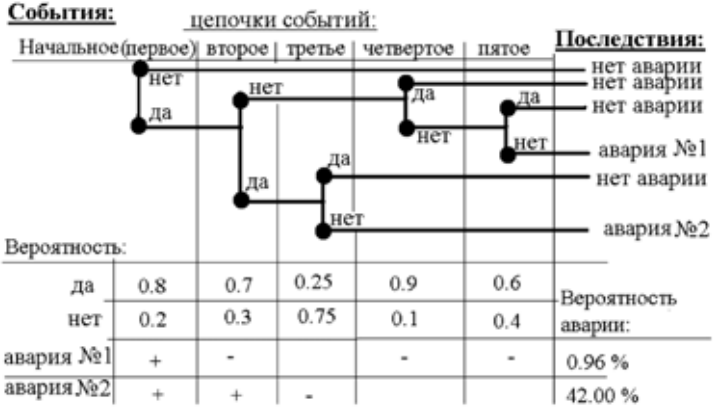


Рис. 2
Анализ дерева событий при определении вероятности возникновения аварии, вызванной начальным событием

Для обеспечения необходимой адекватности разрабатываемой модели и точности результатов расчета можно использовать имитационное моделирование. Его основная идея заключается в многократном расчете дерева событий. При этом для случайных параметров исходных данных перебираются наиболее вероятные их значения в соответствии с заданными законами распределения.

Если количество полученных значений достаточно велико, то результаты моделирования системы приобретают статистическую

устойчивость и могут быть приняты в качестве оценок искомых характеристик функционирования системы.

Можно показать, что полуширина доверительного интервала Δx при n циклов расчетов с неизменными исходными данными и с результатами x_i может быть найдена по зависимости:

$$\Delta x = t_p(\nu) \cdot S(\langle x \rangle),$$

где $S(\langle x \rangle) = \sqrt{D(\langle x \rangle)} = \sqrt{\frac{1}{n(n-1)} \sum_{i=1}^{n} (x_i - \langle x \rangle)^2}$;

$$\langle x \rangle = \frac{x_1 + x_2 + \ldots + x_n}{n} = \frac{\sum_{i=1}^{n} x_i}{n};$$

$t_p(\nu)$ – коэффициент Стьюдента.

При рассмотрении выходов из строя элементов механизмов и конструкций для удобства анализа случаи наступления предельных состояний можно отнести к одной из трех категорий, распределенных по причинам и физическим моделям, приводящим к возникновению неработоспособного состояния объекта.

К первой категории можно отнести нарушения, вызванные внешними факторами, не предусмотренными на стадии проектирования объекта. В эту категорию попадают нарушения, происходящие вследствие воздействия резких нерасчетных перегрузок, природных воздействий, не поддающихся контролю, грубых ошибок при проектировании или эксплуатации, а также неблагоприятного сочетания перечисленных факторов.

Ко второй категории можно отнести нарушения, приводящие к предельному состоянию объекта, связанные с постепенным накоплением в материале рассеянных повреждений, приводящих к зарождению и развитию макроскопических трещин. Если дефект не обнаружен своевременно, его развитие может привести к аварийной ситуации. Особенно велика роль усталостных повреждений и развития трещин для деталей и узлов, испытывающих вибрационные нагрузки [2].

Большое влияние на наличие и своевременность обнаружения начальных повреждений (несоответствий) в детали оказывает стабильность контроля качества изготавливаемых деталей производителем (выявление скрытых дефектов и оценка соответствия готового изделия требованиям проектной документации), технологическое

оснащение производственных участков (влияет на качество и стабильность изготовления изделий: однородность характеристик изделий внутри одной партии), а также однородность свойств материала (прочность, твердость, шероховатость) каждого объекта, методы выявления и оценки повреждений при техническом обслуживании и в процессе эксплуатации (введение системы мониторинга технического состояния).

К третьей категории можно отнести предельные состояния, связанные с чрезмерным износом трущихся деталей и поверхностей, находящихся в контакте с рабочей или окружающей средой.

По результатам анализа статистической информации можно рекомендовать к применению следующие статистические распределения в соответствии с категорией отказа.

Характер распределения параметров надежности изделия при внезапных отказах, разрушении материала (задиры, заедания (заклинивания), зависания, обрывы, разрывы и срезы, связанные с предварительным закоксовыванием) по данным [1, 3-5] достаточно точно может быть описан с помощью экспоненциального закона с приближенным коэффициентом вариации $V \sim 1$.

Также для систем с немгновенным восстановлением отказавшего элемента распределение времени восстановления распределено экспоненциально при автоматическом поиске и замене отказавшего элемента [5].

Постепенные отказы, обусловленные длительным воздействием механических и термических напряжений (усталостные разрушения (трещины), выкрашивания, постепенные деформации, прогорания, поломки (изломы), не связанные с предварительным закоксовыванием, обрывы и срезы), достаточно точно могут быть описаны с использованием распределения Вейбулла. Распределение широко применяется при расчете показателей надежности, в частности, при исследовании прочности и долговечности деталей. Этому закону хорошо подчиняются распределение предела упругости ряда металлов, характеристики прочности и усталостной долговечности деталей (подшипников качения, напряженных осей и валов и др.). Этот закон используется для распределения случайных величин, изменение которых обусловлено влиянием какого-либо доминирующего фактора. Он используется также при рассмотрении внезапных отказов деталей в тех случаях, когда явления изнашивания и усталости выражены настолько слабо, что ими можно пренебречь (например, наработка до отказа многих невосстанавливаемых изделий).

Рис. 3
Интенсивность отказов в зависимости от наработки механизма

Распределение Вейбулла общего вида описывает надежность объекта на всех трех этапах его функционирования (см. рис. 3): на этапе I при $b < 1$, на этапе II при $b = 1$, на этапе III при $b > 1$. Равномерное распределение может использоваться для приближенного описания надежности элементов, отказ которых зависит от случайного фактора.

Действие нормального закона распределения наблюдается в тех случаях, когда на измеряемую случайную величину действуют разнообразные факторы, не связанные между собой и равнозначно влияющие на объект (например, размеры деталей, наработки на отказ и до предельного состояния, износы и т. д.). В зависимости от параметров эксплуатации и скорости изнашивания деталей при отсутствии статистических данных в соответствии с рекомендациями [3, 7, 8] для определения коэффициента вариации можно руководствоваться данными табл. 1 и 2.

Таблица 1

Коэффициент вариации при интенсивном износе (более 0,5 мм/1000 ч работы)

Качество технического обслуживания	Стабильность качества изготовления			
	Очень высокая	Высокая	Средняя	Низкая
Высокое	0,10	0,15	0,20	0,25
Среднее	0,15	0,20	0,25	0,30
Низкое	0,20	0,25	0,30	0,35

Таблица 2

Коэффициент вариации при относительно незначительной скорости изнашивания материала (менее 0,05 мм/1000 ч работы)

Качество технического обслуживания	Стабильность качества изготовления			
	Очень высокая	Высокая	Средняя	Низкая
Высокое	0,25	0,30	0,35	0,40
Среднее	0,30	0,35	0,40	0,45
Низкое	0,35	0,40	0,45	0,50

С учетом вышесказанного может быть создана математическая модель отказов элементов СЭУ, базирующаяся на физических законах и учитывающая закономерности протекающих в СЭУ процессов, которая позволит не только определить риск для СЭУ, но и произвести анализ системы с целью автоматизированного выбора наиболее экономичного варианта снижения вероятности отказа СЭУ в случае, если риск превышает приемлемую величину. Алгоритм математической модели представлен на рис. 4.

Список литературы

1. *Александровская Л.Н., Аронов И.З., Елизаров А.И. и др.* Статистические методы анализа безопасности сложных технических систем / Под ред. В.П. Соколова. – М. : Логос, 2001.

2. *Болотин В.В.* Прогнозирование ресурса машин и конструкций. – М. : Машиностроение, 1984.

3. *Ватипко Б.А., Нерубенко Г.П., Павлов С.С.* Эксплуатация судовых палубных механизмов : справочник. – М. : Транспорт, 1991.

4. *Ефремов Л.В., Черняховский Э.Р.* Надежность и вибрация дизельных установок промысловых судов. – М.: Пищевая промышленность, 1980.

5. *Коняхин И.А.* Методы и средства статистического моделирования ОЭС (анализ надежности) : учебное пособие. – СПб. : СПбИТМО, 2005.

6. *Медведев В.В.* Применение методологии формализованной оценки безопасности при проектировании судовой энергетической установки и ее элементов: монография. – СПб. : Реноме, 2008.

7. *Семионичев Д.С.* Практические аспекты применения первого этапа формализованной оценки безопасности в судостроении. Методы анализа опасности и риска // Труды ЦНИИ им. акад. А.Н. Крылова. – Вып. № 49 (333). – 2009. – С. 149-158.

8. *Семионичев Д.С., Медведев В.В.* Методические рекомендации по прогнозу и оценке рисков при обосновании целесообразности модернизации судовых энергетических установок // Науч.-техн. сб. Российского морского регистра судоходства. – Вып. 32.– СПб., 2009. – С. 171 – 181.

9. Решетов Н.А., Захаров А.А. Формализованная оценка безопасности и ее влияние на судоходную индустрию // Науч.-техн. сб. Российского морского регистра судоходства. – 2004. – Вып. 27. – С. 7 – 13.

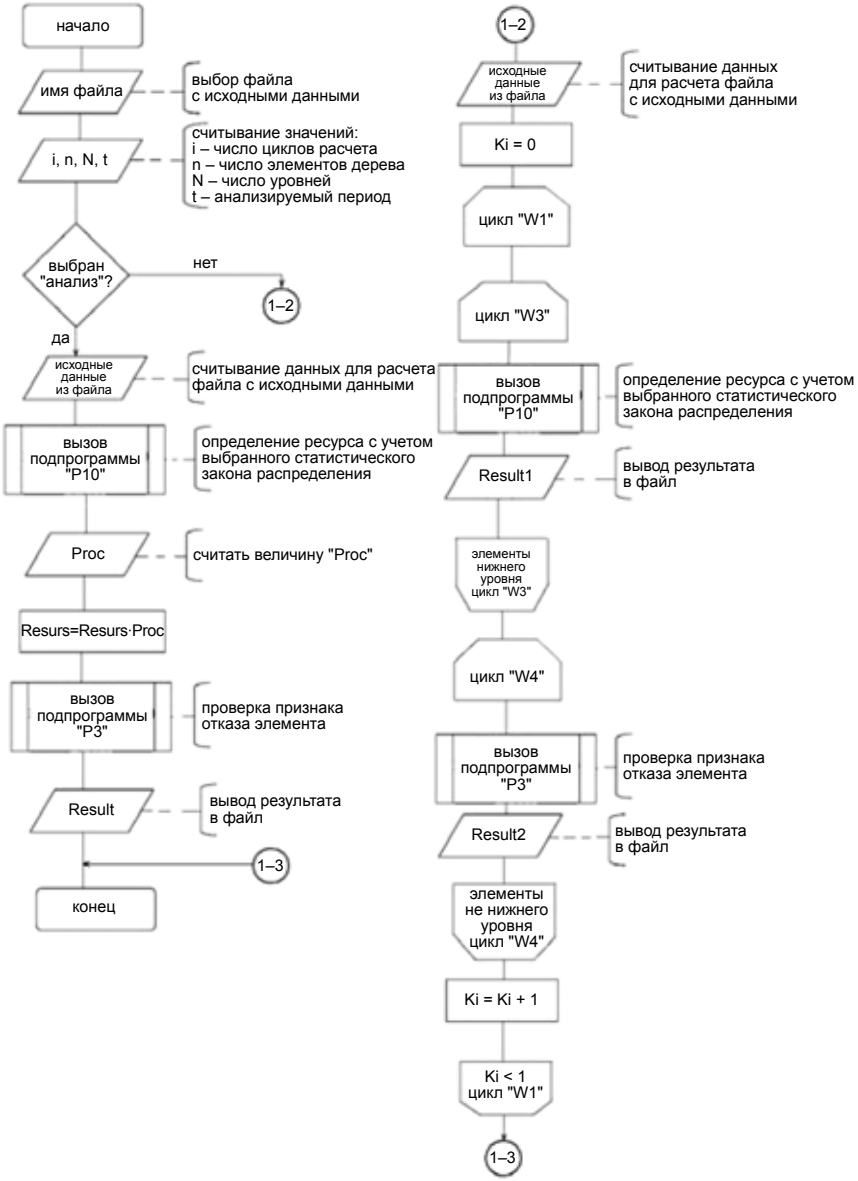


Рис. 4
Алгоритм математической модели отказов элементов СЭУ

УДК 629.5.03:632.151

О ДЕЯТЕЛЬНОСТИ В ОБЛАСТИ СОКРАЩЕНИЯ ВЫБРОСОВ ПАРНИКОВЫХ ГАЗОВ С СУДОВ

В.В. Гришкин, *ФГУ «Российский морской регистр судоходства»*

Ключевые слова: *выбросы парниковых газов, энергоэффективность судна*

На Международной конференции сторон Международной конвенции по предотвращению загрязнения с судов (МАРПОЛ) в сентябре 1997 года была принята Резолюция 8 по выбросам углекислого газа с судов, которая предложила Международной морской организации (ИМО), в сотрудничестве с Секретариатом Рамочной конвенции Организации объединенных наций (ООН) об изменении климата, предпринять меры по изучению влияния выбросов парниковых газов с судов с целью установления количества и относительного процентного содержания выбросов углекислого газа с судов в глобальном кадастре этих выбросов.

Следуя указаниям Резолюции 8, ИМО приняла в декабре 2003 года Резолюцию А.963(23) «Политика и практика ИМО, относящаяся к сокращению выбросов парниковых газов с судов». В этом документе отмечается, что доля выбросов парниковых газов от международного судоходства составляет примерно 1,8 % от мировых выбросов CO_2, а также утверждается, что сокращение этих выбросов может осуществляться посредством технических и эксплуатационных мер. В документе указывается на необходимость разработки методологии описания эффективности судна с точки зрения выбросов парниковых газов с учетом того, что углекислый газ является основным парниковым газом, выбрасываемым с судов (для справки: основными парниковыми газами, в порядке значимости их воздействия на тепловой баланс Земли, являются углекислый газ, метан и озон). Также отмечается необходимость разработки руководства для применения на практике системы индексации выбросов парниковых газов.

1. Технические меры сокращения выбросов парниковых газов с судов

В 2007 году на 56-й сессии Комитета по защите морской среды (КЗМС) были определены следующие основные направления деятельности в области сокращения выбросов парниковых газов:

ежегодная инвентаризация выбросов;

анализ прогресса в области сокращения выбросов от судоходства;

анализ технических и эксплуатационных мер по сокращению выбросов;

анализ стратегических направлений по сокращению выбросов;

план действий по сокращению выбросов в будущем;

анализ влияния выбросов CO_2 от судоходства на глобальное потепление;

сравнение энергетической эффективности судов и интенсивности выбросов CO_2 в зависимости от типа судов.

На основании оценки, проведенной в 2007 году, доля выбросов парниковых газов от международного судоходства уже составила примерно 2,7 % от мировых выбросов CO_2.

В качестве основной меры повышения эффективности судна в отношении выбросов парниковых газов было предложено ввести конструктивный индекс CO_2 (впоследствии – конструктивный коэффициент энергетической эффективности (ККЭЭ) с той же размерностью).

Было предложено также ввести индикатор эксплуатационной эффективности, который определяет эффективность судна по количеству CO_2, т, выброшенного отдельной установкой за период рейса судна на тонну перевезенного груза на расстоянии в 1 милю.

Одним из главных стратегических направлений по сокращению выбросов была обозначена задача по определению предельной величины конструктивного индекса CO_2 для новых судов.

В апреле 2008 года на 57-й сессии КЗМС были детально рассмотрены краткосрочные и долгосрочные мероприятия по снижению уровня выбросов парниковых газов с судов.

Была определена основная цель технических мер – улучшение энергетической эффективности строящихся судов путем внедрения требований по конструктивному индексу CO_2. На этой сессии в документе Японии (MEPC 57/4/12) была впервые представлена расчетная формула для определения величины конструктивного индекса CO_2, который имеет размерность: г CO_2/т · милю.

$$\text{Attained design } CO_2 \text{ index} = \frac{C_F\, SFC\, P}{\text{Capacity } V_{ref}}$$

В числителе этой формулы – величина номинальной мощности главного двигателя *P*, кВт, умноженная на удельный расход топлива этого двигателя *SFC*, г/кВт · ч, и на безразмерный переводной коэффициент C_F, г CO_2/г топлива, между расходом топлива в двигателе, г, и выбросами CO_2, г, определенными по содержанию углерода в конкретном топливе. В знаменателе формулы – произведение величины вместимости судна (в качестве вместимости предполагалось принимать дедвейт) *Capacity*, т, и максимальной скорости судна V_{ref}, миль/ч.

Работа по конструктивному индексу CO_2 была продолжена межсессионной рабочей группой, которая представила на одобрение 58-й сессии КЗМС доработанную формулу для определения энергетической эффективности судна.

На этой сессии КЗМС одобрил введение вместо конструктивного индекса CO_2 нового конструктивного коэффициента энергетической эффективности (ККЭЭ), а также одобрил проект Временного руководства по методу расчета ККЭЭ для новых судов при их проектировании.

Изменение названия основного показателя энергетической эффективности судна было связано с введением в его расчетную формулу новых параметров, в том числе показателя применения технологий по использованию энергии отходящего тепла.

Во Временном руководстве была представлена уже более сложная расчетная формула ККЭЭ:

$$\left(\left(\prod_{j=1}^{M} f_j\right)\left(\sum_{i=1}^{nME} C_{FMEi}\, SFC_{MEi}\, P_{MEi}\right) + P_{AE}\, C_{FAE}\, SFC^{*}_{AE} + \left(\sum_{i=1}^{nPTI} P_{PTIi} - \sum_{i=1}^{nWHR} P_{WHRi}\right) C_{FAE}\, SFC_{AE} - \right.$$
$$\left. - \left(\sum_{i=1}^{neff} f_{eff}\, P_{eff}\, C_{FMEi}\, SFC_{MEi}\right)\right) \Big/ f_i\, \text{Capacity}\, V_{ref}\, f_W$$

Виду того, что при эксплуатации судов главные двигатели в основном работают не на номинальной мощности, в формуле был принят показатель мощности главного двигателя P_{Mei}, равный 75 % от его номинальной мощности за вычетом мощности, потребляемой валогенератором (в случае его наличия).

Одним из отличий этой формулы от первоначальной является введение показателя требуемой мощности вспомогательных двигателей для обеспечения электроэнергией при максимальной загрузке судна

P_{AE}. Этот показатель является функцией от номинальной мощности главного двигателя(лей) *MCR*:

если номинальная мощность *MCR* > 10000 кВт, то P_{AE} = 2,5 % *MCR* + 250;

если номинальная мощность *MCR* < 10000 кВт, то P_{AE} = 5 % *MCR*;

если полученное по вышеуказанным формулам значение P_{AE} будет значительно отличаться от полной мощности вспомогательных двигателей, требуемой для нормальной эксплуатации судна, то этот показатель должен быть принят на основании таблицы нагрузок судовой электростанции.

Также в формулу введены следующие параметры и коэффициенты:

P_{PTI} – показатель, равный 75 % номинальной мощности, потребляемой каждым гребным электромотором без учета механических потерь. Этот показатель должен учитываться тогда, когда имеет место так называемая гибридная пропульсивная установка с комбинированным приводом на винт. То есть, в этом случае гребной вал может иметь привод как от главного двигателя, так и от гребного электромотора (такую схему можно встретить на некоторых круизных пассажирских судах);

P_{WHR} – показатель сокращения электрической энергии за счет использования отходящего тепла при 75 % мощности главного двигателя. Примером использования отходящего тепла может служить использование выхлопных газов главного двигателя на привод газовой турбины и/или использование пара от утилизационного котла на привод паровой турбины, которые, в свою очередь, являются приводными механизмами электрогенератора;

P_{eff} – показатель сокращения мощности главного двигателя за счет применения эффективных инновационных технологий и решений, в том числе в пропульсивной установке, например, за счет применения гребных винтов оптимальной для энергосбережения конструкции;

f_{eff} – коэффициент доступности каждой инновационной технологии (например, f_{eff} = 1 в случае применения технологий по использованию отходящего тепла);

f_i – фактор вместимости судна, учитывающий необходимость выполнения требований по ограничению вместимости судна, например, требований которые применяются к судам ледового класса (в случае отсутствия таких ограничений этот коэффициент принимается равным 1);

f_j – корректирующий фактор, учитывающий специфическую конструкцию элементов судов, например, судов ледового класса;

f_w – безразмерный коэффициент, учитывающий снижение скорости при определенном неблагоприятном состоянии моря в зависимости от высоты и частоты волны, а также от скорости ветра.

Данные по параметру удельного расхода топлива *SFC* следует брать из результатов испытаний базового двигателя, указанных в Техническом файле выбросов конкретного двигателя, а не из Международного свидетельства о предотвращении загрязнения двигателем (EIAPP), как ошибочно указывается в документах ИМО. Форма этого Свидетельства EIAPP таких записей не предусматривает. Указанные данные должны соответствовать 75 % полной нагрузки главного двигателя (для испытательных циклов E2 и E3 в соответствии с Техническим кодексом по NO_x) или 50 % полной нагрузки вспомогательного двигателя (для испытательных циклов D1 и C1).

Во Временном руководстве дается следующее указание по выбору параметра *Capacity* в зависимости от типа судна:

для сухогрузных судов, нефтеналивных судов, газовозов, контейнеровозов и судов типа ро-ро в качестве вместимости должен приниматься дедвейт;

для пассажирских судов в качестве вместимости должна приниматься валовая вместимость в соответствии с Международной конвенцией по обмеру судов, 1969 года.

V_{ref} – скорость судна, при которой судно эксплуатируется при осадке, соответствующей определенной вместимости, и при дифференте как определено соответствующим условием, указанным в одобренной Информации об остойчивости. Величина скорости судна должна быть получена при движении судна с номинальной мощностью главного двигателя на глубокой воде и при спокойной погоде.

В июле 2009 года на 59-й сессии КЗМС разработка технических мер сокращения выбросов парниковых газов, включая окончательное определение ККЭЭ, была продолжена. В результате были приняты следующие важные документы с их изданием в виде циркуляров:

Временное руководство по методам расчета ККЭЭ для новых судов (MEPC.1/Circ.681);

Временное руководство для добровольного удостоверения ККЭЭ (MEPC.1/Circ.682);

Руководство по разработке плана по управлению энергетической эффективностью судна (MEPC.1/Circ.683);

Руководство по добровольному использованию индикатора эксплуатационной эффективности (MEPC.1/Circ.684).

Во Временном руководстве по методам расчета ККЭЭ была принята формула по расчету ККЭЭ, в которую в дальнейшем могут быть внесены поправки при рассмотрении окончательной редакции Временного руководства:

$$\left(\left(\prod_{j=1}^{M} f_j\right)\left(\sum_{i=1}^{nME} P_{ME(i)} \cdot C_{FME(i)} \cdot SFC_{ME(i)}\right) + (P_{AE} \cdot C_{FAE} \cdot SFC^{*}_{AE}) + \right.$$
$$\left. + \left(\left(\prod_{j=1}^{M} f_j \cdot \sum_{i=1}^{nPTI} P_{PTI(i)} - \sum_{i=1}^{neff} f_{eff} P_{AEeff(i)}\right) C_{FAE} \cdot SFC_{AE}\right) - \left(\sum_{i=1}^{neff} f_{eff(i)} \cdot P_{eff(i)} \cdot C_{FME} \cdot SFC_{ME}\right)\right) \Big/$$
$$\Big/ f_i \; Capacity \; V_{ref} \; f_W$$

Отличие этой формулы от формулы, принятой на 58-й сессии КЗМС, заключается в следующем:

введен корректирующий фактор f_j, учитывающий специфическую конструкцию элементов судна, перед показателем P_{PTI}, учитывающим мощность, потребляемую каждым гребным электромотором при гибридной пропульсивной установке;

произведена замена показателя сокращения электрической энергии за счет использования отходящего тепла P_{WHR} показателем снижения мощности вспомогательных двигателей за счет применения эффективных инновационных технологий по использованию отходящего тепла из главного двигателя P_{AEeff}, умноженным на коэффициент доступности инновационных технологий f_{eff}.

На 60-й сессии КЗМС страны вплотную подошли к обсуждению предложений по разработке обязательного инструмента по техническим мерам сокращения выбросов парниковых газов. В качестве такого обязательного инструмента развитыми странами (Японией, Норвегией и США) и Секретариатом ИМО было предложено использовать Приложение VI к МАРПОЛ посредством введения поправок в Правила предотвращения загрязнения атмосферы с судов.

В ходе обсуждений не было достигнуто единого мнения по возможным путям введения в действие этих обязательных технических мер.

Как и на прошлых сессиях, развивающиеся страны (прежде всего, Китай, Индия, Саудовская Аравия, Багамские острова) считали, что должен соблюдаться основной принцип Рамочной конвенции ООН об изменении климата и Киотского протокола: «общая, но дифференцированная ответственность» стран при снижении выбросов парниковых газов. При этом, по их мнению, вводимые правила снижения выбросов парниковых газов с судов не должны распространяться на суда, плавающие под флагом развивающихся стран.

Ряд делегаций развивающихся стран мотивировали свое несогласие с введением указанных требований в качестве поправок к Приложению VI к МАРПОЛ тем, что, по их мнению, это противоречит формату указанного Приложения, т. к. углекислый газ не может рассматриваться как загрязнитель.

Позиция же развитых стран и Секретариата ИМО понятна: принятие поправок к уже существующему инструменту ИМО значительно сократит по времени вступление в силу требований по сокращению выбросов парниковых газов.

В июле 2010 года в Лондоне была проведена 1-я сессия рабочей группы по мерам энергетической эффективности для судов.

Задачей сессии была подготовка аналитического отчета и предложений на 61-ю сессию КЗМС по проекту поправок к Приложению VI к МАРПОЛ касательно требований по энергетической эффективности судов, по дальнейшему совершенствованию требований по ККЭЭ, по плану по управлению энергетической эффективностью судна, а также по рассмотрению возможных последствий выполнения требований по ККЭЭ для безопасности судов.

В частности, на заседаниях рабочей группы много времени было уделено вопросу уменьшения величины ККЭЭ за счет снижения эксплуатационной скорости судна. На основе исследований установлено, что ККЭЭ очень чувствителен к эксплуатационной скорости судна, так как требуемая мощность силовой установки находится приблизительно в кубической зависимости от изменения эксплуатационной скорости судна. Сокращение эксплуатационной скорости судна на один узел сокращает величину ККЭЭ примерно на 10–15 %. Это довольно простой способ сокращения выбросов CO_2, но прибегать к нему необходимо довольно осторожно, принимая во внимание сохранение безопасной скорости судна при экстремальных погодных условиях.

В этом отношении Международная ассоциация классификационных обществ (МАКО) заняла следующую позицию: необходимо поддерживать принцип минимально необходимой мощности силовой установки, руководствуясь соображениями безопасности навигации.

На этой рабочей группе Российской Федерацией был задан вопрос об отличии достигнутого ККЭЭ от требуемого ККЭЭ. Делегации, которые участвовали в разработке этих требований, не смогли дать однозначного ответа. По их мнению, ответ следует искать в тексте самих требований. В ходе обсуждений проекта поправок к Приложению VI к МАРПОЛ делегация Российской Федерации предложила

внести в текст требований определения достигнутого ККЭЭ и требуемого ККЭЭ, что нашло поддержку ряда сторон и неправительственных организаций и было отмечено в отчетном докладе рабочей группы.

2. Правила по энергетической эффективности судов

В октябре 2010 года на 61-й сессии КЗМС был отмечен значительный прогресс в решении проблемы снижения выбросов парниковых газов за счет разработки проекта обязательных Правил по энергетической эффективности судов, в которых, в частности, внедряются требования по ККЭЭ и плану по управлению энергетической эффективностью судна.

Правила по энергетической эффективности судов будут распространяться на все суда валовой вместимостью 400 и более.

При первоначальном освидетельствовании судна на соответствие Правилам по энергетической эффективности судов должно быть подтверждено, что достигнутый ККЭЭ судна соответствует требованиям и что одобренный план по управлению энергетической эффективностью судна находится на борту судна. При удовлетворительных результатах освидетельствования на судно должно быть выдано Международное свидетельство об энергетической эффективности судна, которое будет выдаваться любому судну валовой вместимостью 400 и более, совершающему международные рейсы.

По предложению Российской Федерации в текст Правил были введены определения достигнутого и требуемого ККЭЭ, а также была снята обязательность применения указанных Правил для судов, занятых исключительно в водах, находящихся под юрисдикцией государства флага.

В чем же заключается смысл указанных коэффициентов?

Достигнутый ККЭЭ – это величина ККЭЭ, фактически достигнутая на отдельном судне, что должно подтверждаться выполнением соответствующих правил.

Эта величина должна определяться для каждого конкретного судна в соответствии с Временным руководством, разработанным ИМО. Фактически, достигнутый ККЭЭ и ККЭЭ – это одно и тоже. В соответствии с Временным руководством ККЭЭ – это комплексный параметр, характеризующий энергетическую эффективность каждого нового судна конкретного типа и размера с точки зрения выбросов им парниковых газов и сокращения потребления топлива. Он рассчитывается

при проектировании судна и подтверждается при сдаче его судовладельцу судостроительной компанией.

В соответствии с предлагаемым новым правилом 20 Приложения VI к МАРПОЛ ККЭЭ должен быть рассчитан для каждого нового судна, которое подпадает под одну или более категорий судов, перечисленных в правиле 2 Правил по энергетической эффективности судов.

Достигнутый ККЭЭ должен быть специфическим показателем для каждого судна и характеризовать достигнутые эксплуатационные качества судна в части энергетической эффективности.

На каждом новом судне должен быть одобренный Технический файл энергетической эффективности, содержащий информацию, необходимую для расчета достигнутого ККЭЭ, и показывающий последовательность процесса расчета.

Требуемый ККЭЭ – это максимальная величина достигнутого ККЭЭ, допускаемая правилами в зависимости от типа и размера судна.

В предлагаемом новом правиле 21 Приложения VI к МАРПОЛ приводится следующая формула:

достигнутый ККЭЭ ≤ требуемый ККЭЭ = (1-X/100) • величина базовой линии

Как видно из формулы, требуемый ККЭЭ должен определяться произведением величины базовой линии для конкретного типа судна на уменьшающий коэффициент, в котором учитывается величина уменьшающего фактора X, зависящего от типа судна, его размеров и трех временных фаз даты контракта на постройку судна, при этом достигнутый ККЭЭ должен быть меньше требуемого ККЭЭ или равен ему.

Базовая линия – это кривая, полученная от усреднения значений ККЭЭ, вычисленных для судов определенного типа по расчетной формуле ККЭЭ на основе данных, полученных из базы данных Lloyd's Register по существующим судам за период с 1998 по 2007 год.

В руководстве по расчету базовой линии, указывается, что значение базовой линии является функцией от дедвейта судна.

Формула базовой линии:

$Baseline = a\ Capacity^{-c}$,

где *a* и *c* – постоянные величины, зависящие от наклона кривой. Значения *a* и *c* должны быть определены ИМО.

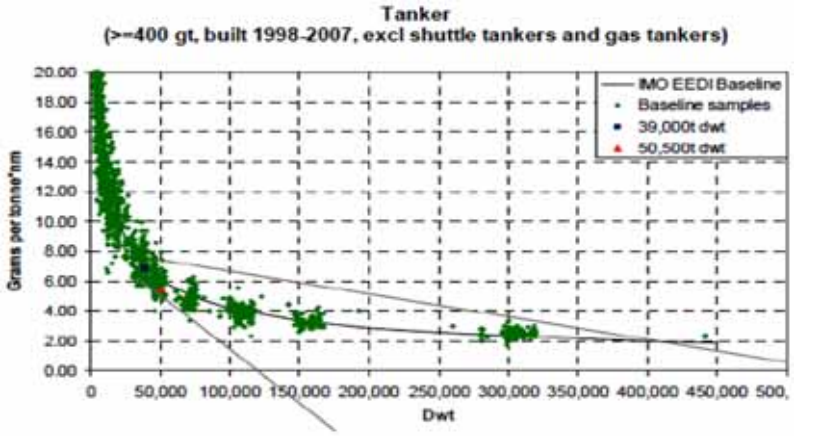


Рис. 1
Пример создания базовой линии для нефтеналивных судов валовой вместимостью более 400, построенных за период с 1998 по 2007 год, на основе базы данных Lloyd's Register

В соответствии с позицией МАКО базовая линия должна быть:

разработана основными заинтересованными сторонами, такими как судовладельцы и судостроительные верфи; и

предоставлена в МАКО для рассмотрения и утверждения.

В качестве альтернативы подсчет базовой линии может быть выполнен Секретариатом ИМО.

В соответствии с вышеуказанными Правилами по энергетической эффективности судов каждое судно должно иметь план по управлению энергетической эффективностью судна, одобренный Администрацией, который должен устанавливать для судоходных компаний и/или для судов механизм по совершенствованию энергетической эффективности эксплуатации судов.

На 61-й сессии КЗМС Секретариатом ИМО было подтверждено, что разработанные Правила по энергетической эффективности судов предполагается включить в текст Приложения VI к МАРПОЛ как поправки.

На пленарном заседании делегации развивающихся стран высказывались категорически против таких поправок. Дискуссии по этому вопросу на 61-й сессии КЗМС можно было бы охарактеризовать как длинные и трудные, что не было ни для кого неожиданностью. Значительное количество развивающихся стран были тверды в намерении

не одобрять никаких обязательных текстов относительно сокращения выбросов парниковых газов с судов.

Однако сюрпризом для многих оказался тот факт, что никакие предложения по этим поправкам к Приложению VI к МАРПОЛ не могли быть одобрены КЗМС на этой сессии по причине того, что была нарушена статья 16 МАРПОЛ о своевременном направлении поправок сторонами МАРПОЛ на рассмотрение в ИМО (заявка должна быть направлена в ИМО не менее чем за 6 месяцев до ее рассмотрения).

Ввиду того, что на 61-й сессии КЗМС этого сделать не удалось, Норвегия заявила о своем намерении направить в Секретариат ИМО для рассмотрения на 62-й сессии КЗМС текст поправок к Приложению VI к МАРПОЛ, который был рассмотрен на 61-й сессии КЗМС. Надо отметить, что в соответствии с процедурными требованиями решение по одобрению этих поправок на 62-й сессии КЗМС могут принимать только Стороны Приложения VI к МАРПОЛ.

Если на 60-й сессии КЗМС делегации развивающихся стран настаивали на соблюдении принципа «общей, но дифференцированной ответственности» только относительно рыночных механизмов, то на 61-й сессии КЗМС делегация Китая пошла дальше, предложив применить этот принцип также в отношении технических мер сокращения выбросов парниковых газов, т. е. предложила ввести в формулу ККЭЭ поправочный коэффициент для судов развивающихся стран. После продолжительных и трудных обсуждений предложения Китая и ряда других государств по приданию Правилам по энергетической эффективности судов, по существу, рекомендательного характера для развивающихся стран большинство делегаций не согласились с этим предложением.

3. Рыночные механизмы сокращения выбросов парниковых газов с судов

В свое время вопрос сокращения выбросов парниковых газов был разделен на два направления: технические меры и рыночные механизмы.

В настоящее время существует неопределенность в создании какого-либо инструмента ИМО по рыночным механизмам. КЗМС прошел довольно нелегкий путь по их рассмотрению и утверждению.

Еще на 56-й сессии КЗМС Норвегией был поднят вопрос о создании рыночных механизмов сокращения выбросов парниковых газов как инструмента ИМО. С этого момента было положено начало не-

скончаемым спорам между сторонами-членами КЗМС о необходимости таких мер.

На последующих сессиях КЗМС споры относительно необходимости введения рыночных механизмов только усиливались. Развивающиеся страны были настроены решительно против их введения, а именно, против глобального введения пошлин на бункерное топливо и приобретения квот на выбросы CO_2. По их мнению, введение таких механизмов повлечет за собой непомерные расходы, которые упадут тяжелым бременем на развивающиеся страны, и поэтому КЗМС должен сосредоточиться на технических аспектах.

По мнению отдельных развивающихся стран, «рыночные механизмы позволят богатым странам загрязнять атмосферу и далее», поэтому вместо рыночных механизмов нужно создавать передовые технологии по уменьшению выбросов.

Однако большинство стран выступили за продолжение работы по рыночным механизмам, и КЗМС решил эту работу продолжить.

Надо отметить, что страны Европейского союза на 60-й сессии КЗМС, поддерживая введение обязательных технических мер в формате поправок к МАРПОЛ в качестве наиболее быстрого пути их введения, не имели единой позиции в вопросе наиболее приемлемого и эффективного рыночного механизма снижения выбросов парниковых газов с судов: создание Международного фонда по выбросам парниковых газов с судов (Дания), введение системы торговли квотами на выбросы с судов (Франция, Германия, Норвегия) или торговля кредитами энергетической эффективности (США).

В мае 2010 года по инициативе Генерального секретаря ИМО группа экспертов изучала последствия внедрения возможных рыночных механизмов для снижения выбросов парниковых газов с судов. Для участия в этой группе были приглашены только представители стран – сторонников этих рыночных механизмов. Представители Российской Федерации не участвовали в работе этой группы, поскольку Российская Федерация не поддерживает введение рыночных мер.

На группе были рассмотрены 10 различных механизмов, являющихся, по сути, вариантами двух основных предложений: налог на топливо и торговля разрешениями (кредитами) на выбросы. Ни одно из предложений не признано наиболее оптимальным из-за большого количества неясных вопросов.

Многие страны высказывали мнение о том, что необходимо дождаться решений Конференций сторон Рамочной конвенции ООН об изменении климата и Киотского протокола.

16-я Конференция сторон Рамочной конвенции ООН об изменении климата и 6-я Конференция сторон Киотского протокола 11 декабря 2010 года завершили свою работу в городе Канкун (Мексика). На них были приняты две важные резолюции, которые можно считать положительным результатом. Одна из них относится к долгосрочному сотрудничеству, а другая – к ныне действующему соглашению по Киотскому протоколу.

Документ по долгосрочному сотрудничеству – прообраз будущего пост-Киотского соглашения – представляет собой целый пакет документов, касающихся помощи развивающимся странам, мер по сокращению выбросов, механизмов «климатического» финансирования, механизма защиты лесов, проблем контроля и отчетности.

Многие называют решения прошедшего экологического саммита ООН «триумфом» в деле ограничения выбросов парниковых газов. В действительности же никакого ощутимого прогресса по дальнейшему сокращению выбросов парниковых газов в атмосферу на прошедшем саммите не достигнуто. Никто так и не согласился взять на себя повышенные обязательства. Кроме того, текст договора, которому надлежит прийти на смену Киотскому протоколу, по-прежнему находится на стадии разработки. Сейчас он представляет собой не более чем набор обещаний заключить некие важные соглашения в неопределенно далеком будущем.

Идея продлить действие Киотского протокола по окончании 2012 года не нашла понимания у России и Японии. По их мнению, продлевать договор в условиях отказа от него Китая и США – главных производителей углекислого газа – бессмысленно.

На конференции в Канкуне не удалось избежать противостояния, которое наметилось между разными группами стран. Развивающиеся страны, в числе которых такие крупные «производители» парниковых газов, как Китай, Индия и Бразилия, не желают брать на себя конкретные обязательства. Они полагают, что развитые державы должны начать с себя. При этом акцент на переговорах сместился из технологической плоскости в плоскость рыночную. На первый план выходит глобальная торговля квотами на выбросы парниковых газов, а переход на более экологически чистые технологии – остается на потом. По мнению России, эти процессы должны идти параллельно, потому что только так можно добиться конкретных результатов и уже в ближайшие годы перейти на новый уровень соглашений.

И все-таки определенный прогресс, в первую очередь, дипломатический отрицать нельзя. В Канкуне после провального Копенгагенско-

го саммита были закреплены обязательства по сокращению выбросов, которые взяли на себя 55 государств и Европейский союз. Важно отметить, что среди них – развивающиеся страны, которые в рамках Киотского протокола не имели никаких обязательств.

Участники конференции, в частности, подтвердили главную цель климатического процесса – не допустить подъема средней температуры на Земле к 2050 году выше чем на 2 °С. Они также приняли расписание, в соответствии с которым эти цели будут время от времени пересматриваться, чтобы соответствовать последним данным исследований.

В Канкуне также был учрежден «зеленый фонд», задача которого – помочь развивающимся странам сократить выбросы и адаптироваться к изменению климата.

Список литературы

1. Политика и практика ИМО в отношении снижения выбросов с судов газов, вызывающих парниковый эффект. Резолюция А.963(23) // Сборник № 23 резолюций ИМО. – СПб.: ЦНИИМФ, 2004. – 232 с.

2. Interim Guidelines on the Method Calculation of the Energy Efficiency Design Index for New Ships. MEPC.1/Circ.681, 17 August 2009. URL: http://www.imo.org/MediaCentre/HotTopics/GHG/Documents/681%20EEDI%20calculation.pdf (дата обращения 31.10.11).

3. Interim Guidelines for Voluntary Verification of the Energy Efficiency Design Index. MEPC.1/Circ.682, 17 August 2009. URL: http://www.imo.org/MediaCentre/HotTopics/GHG/Documents/682%20verification%20of%20EEDI.pdf (дата обращения 31.10.11).

4. Guidance for the Development of a Ship Energy Efficiency Management Plan (SEEMP). MEPC.1/Circ.683, 17 August 2009. URL: http://www.imo.org/MediaCentre/HotTopics/GHG/Documents/683%20SEEMP.pdf (дата обращения 31.10.11).

5. Guidelines for Voluntary Use of the Ship Energy Efficiency Operational Indicator (EEOI). MEPC.1/Circ.684, 17 August 2009. URL: http://www.imo.org/MediaCentre/HotTopics/GHG/Documents/683%20EEOI.pdf (дата обращения 31.10.11).

УДК 629.5.067.8

АВТОМАТИЗИРОВАННЫЕ РАСЧЕТЫ КОНСТРУКТИВНЫХ И ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ СИСТЕМЫ ВОДЯНОГО ПОЖАРОТУШЕНИЯ

Э.Н. Гарин, *канд. техн. наук, СПбГМТУ*

Ключевые слова: *проектирование общесудовых систем, Excel, поиск решения, автоматизированное проектирование, математическая модель, эффективность решения*

В отраслевых конструкторских бюро при проектировании общесудовых систем используется расчетный комплекс, разработанный в ЦНИИ им. акад. А.Н.Крылова и ЦМКБ «Рубин». Этот комплекс ориентирован на промышленное использование и, кроме основного назначения, применяется также для генерирования отчетной технической документации. Для ввода необходимой исходной информации требуются знания и определенный опыт практической инженерной работы.

Молодые специалисты и студенты старших курсов Санкт-Петербургского государственного морского технического университета для целей проектирования общесудовых систем успешно осваивают расчетный подход, разработанный на кафедре конструкции судов факультета кораблестроения и океанотехники. Физический смысл разработки прозрачен, что способствует осмысленному ее использованию на всех этапах проектирования. Предлагаемый алгоритм проектирования и Excel как средство автоматизированных проектировочных расчетных действий «открыты» и допускают дальнейшее усовершенствование разработки.

Внутренний диаметр d_j, мм – конструктивный параметр j-го участка трубопровода проектируемой системы пожаротушения (j = 1, 2..., m, где m – количество участков трубопровода). Гидравлические параметры j-го участка – это расход Q_j, м^3/ч, и падение напора рабочей среды на участке H_j (м вод. ст. или Па). Гидравлическими параметрами также считаются узловые значения расходов и напоров Q_i, H_i; i = 1, 2,.., n, где n – количество узлов (точек соединений участков) трубопровода.

Для рабочей среды – воды – плотность принимается как постоянная величина $\rho = Const$, а сама среда считается несжимаемой. В этом случае выполняется условие равновесия напоров

$$H_j = H_i - H_r,$$

где H_i и H_r – напоры в концевых узлах (входном и выходном) j-го участка трубопровода (H_iH_r, в частном случае $r = i + 1$).

Выполняется также условие неразрывности потока рабочей среды, которое может быть представлено в следующем виде:

$$\sum_{t=1}^{T} Q_t^j = 0.$$

То есть, сумма потоков, втекающих и вытекающих в i-м узле, равна нулю (T – количество участков, соединяющихся в узле). Если принять, что для участков трубопровода рассматриваемой системы допустима линейная аппроксимация соотношения H и Q, то условия неразрывности в каждом из узлов трубопровода данной системы может быть представлено линейной зависимостью [1]. Например, для четырех узлов расчетной схемы (условного) трубопровода, представленной на рис. 1, такие зависимости будут иметь следующий вид:

$$\begin{aligned}
&R_1H_1 && - R_1H_2 && = Q_1 && (1)\\
&- R_1H_1 + (R_1+R_2+R_3)H_2 && - R_2H_3 - R_3H_4 && = 0 && (2)\\
& && - R_2H_2 + R_2H_3 && = - Q_3 && (3)\\
& && - R_3H_2 + R_3H_4 && = - Q_4 && (4)
\end{aligned}$$

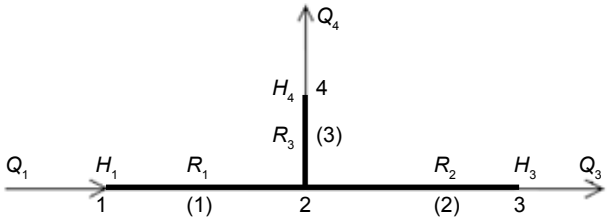


Рис. 1
(1) – (3) – номера участков j-го участка трубопровода;
1-4 – номера узлов

На рис. 1 $R_j = Q_i / H_i$ – коэффициент (пропорциональности) относительной проходимости j-го участка трубопровода; Q_i, H_i – узловые расход и напор в i-м узле.

Как видно, система зависимостей-условий узловой неразрывности потоков имеет характерные канонические особенности.

1. В правой части зависимостей входные расходы (здесь узел 1) положительны, выходные – (узлы 3 и 4) отрицательны, для «внутренних» узлов $Q_j = 0$ (узел 2 на схеме рис. 1).

2. Искомый напор H_i в i-м уравнении находится на главной диагонали зависимостей в составе положительного произведения со своим коэффициентом. Напоры, соответствующие узлам, смежным с i-ми, в данном уравнении образуют слагаемые со знаком минус.

3. Уравнения, соответствующие условию неразрывности в концевых узлах – входных, выходных (уравнения (1), (3), (4)), состоят из двух слагаемых. Уравнение для «внутреннего» узла содержит $P + 1$ слагаемых, где P – количество участков, соединяющихся в данном внутреннем узле.

4. Коэффициенты при H_i в «концевых» слагаемых уравнений – это значения относительных проходимостей R_r для соответствующих концевых участков трубопровода. Коэффициенты, стоящие в уравнениях перед напорами внутренних узлов – это суммы $\sum_{p=1}^{P} R_p$ (в приведенной выше схеме (рис. 1) для внутреннего узла $2P = 3$; участки, соединяющиеся в этом узле: 1, 2 и 3). Эти особенности могут использоваться в общем случае для составления уравнений, определяющих искомые гидравлические параметры H_i при автоматизированном проектировании системы пожаротушения, имеющей сложно-разветвленную схему трубопровода. Расчетные схемы трубопроводов проектируемых систем могут быть трансформированы с помощью введения эквивалентных участков и декомпозиции исходной схемы [2]. Декомпозиция сложно-разветвленной схемы приводит к ее разделению на эквивалентную совокупность магистрали и трубопроводов-ответвлений. Проектирование каждой из выделенных частей оказывается более простым расчетным действием, чем проектирование с использованием исходной схемы. Так для определения H_i магистрали и ответвлений могут использоваться уравнения-условия равновесия напоров или условия узловой неразрывности потоков, но в каждом случае – для меньшего числа узлов и более простых по форме уравнений. С помощью декомпозиции расчетная схема кольцевого типа (одноконтурная или многоконтурная) приводится к сложно-разветвленной и затем – к совокупности магистрали

(магистралей) и ответвлений. Таким образом, автоматизированное проектирование системы водяного пожаротушения, имеющей сложно-разветвленную схему трубопровода, рассматривается здесь как базовый расчетный подход. В качестве расчетного «инструмента», реализующего определение численных значений узловых напоров H_i, предлагается использовать поисковую процедуру «Поиск решения» (Excel/Сервис/Поиск решения/ и т. д.). Роль уравнений-ограничений в математической модели этой процедуры выполняют системы уравнений-условий неразрывности узловых потоков или (для магистрали) – равновесия напоров. Функция цели в том и другом случае – заданное значение узлового напора на выходе магистрали проектируемого трубопровода $H_n = Const$. В том и другом случае, определение H_i выполняется с использованием стратегии Линейного программирования. Узловые расходы Q_r на выходе магистрали, а также на выходных узлах трубопроводов-ответвлений – это исходная информация для проектирования системы водяного пожаротушения. Расход на входе магистрали $Q_1 = \sum_{r=1}^{r=k} Q_r$, где k – общее количество «выходов» из магистрали. Расходы на участках магистрали определяются как $Q_j = Q_1 - \sum_{r=1}^{r=k(j)} Q_r$, где $k(j)$ – количество «выходов» рабочей среды перед данным j-м участком магистрали. H_r – узловые напоры на выходе магистрали и выходных узлах трубопроводов-ответвлений, также задаваемые в исходной информации величины. Решение, получаемое с помощью поисковой процедуры, только для напора в концевом магистральном узле H_n «выдает» значение, равное заданному (оно принимается как функция цели, см. выше). Все другие «выходные» напоры получаются с превышением заданных значений. Снижение этих напоров до требуемых величин осуществляется с помощью установки дроссельных шайб. Также специально подбираются диаметры участков ответвлений трубопровода d_r обеспечивающие увеличение падения напора на участках ответвлений, что способствует снижению узлового напора на выходе участка до заданного значения. В этом случае решается так называемая «обратная» задача гидравлики. Решение этой задачи выполняется с помощью процедуры «Поиск решения» и математической модели следующего (обобщенного) вида:

$$d_r \rightarrow \text{MIN}$$
$$H^{(r)} - H(d_r) = 0$$
$$V_{\text{MAX}} - V(d_r) \geq 0$$
$$d_r \geq (d_r)_{\text{MIN}},$$

где $H^{(r)} = H_i - H_r$ – требуемое (расчетное) падение напора на участке r-ответвления;
H_i – узловой напор на входе ответвления (результат основного поискового решения);
H_r – узловой заданный напор на выходе данного ответвления;
$H(d_r)$ – падение напора на участке ответвления, определяемое в процессе поиска как функция от искомого d_r;
$V(d_r)$ – «текущее» (варьируемое) значение скорости движения рабочей среды;
$(d_r)_{MIN}$ – минимальный конструктивный параметр, допустимый для значения внутреннего диаметра трубопровода ответвления проектируемой системы;
V_{MAX} – принятое значение максимально допустимой скорости движения рабочей среды в трубопроводе данной системы (рекомендации по выбору V_{MAX} в зависимости от материала трубы, см. [3]);
$V(d_r)$ и V_{MAX} принимаются с размерностью м/с.

Основной конструктивный параметр системы – внутренний диаметр d_j – на участках трубопровода определяется итеративно в следующей последовательности расчетных действий. В первом приближении используется расчетная формула:

$$d_j = \sqrt{\frac{4\,Q_j}{0{,}0036\,\pi \cdot V_{MAX}}}$$

или

$$d_j = 18{,}81\sqrt{\frac{Q_j}{V_{MAX}}}.$$

Затем следует принять внутренний диаметр $d_j = d_j^c$, соответствующий стандартному значению внешнего диаметра, регламентированному ГОСТом для труб, выполненных из данного материала. Далее уточняется V_j. Используется (предыдущая) формула:

$$V_j = \frac{4\,Q_j}{0{,}0036\,\pi \cdot (d_j^{(c)})^2}$$

или

$$V_j = 353{,}8\frac{Q_j}{(d_j^{(c)})^2}$$

Для определения падения напора рабочей среды на j-м участке трубопровода необходимо иметь, кроме V_j и d_j^c, значения следующих параметров: ξ_j^c, l_j, λ_j. Суммарный коэффициент местных сопротивлений ξ_j^c и длина участка l_j, м, определяются предварительно (с исполь-

зованием справочных материалов и дополнительной проектной документации), они могут рассматриваться здесь как исходные данные, сформированные специально для расчета H_j. Коэффициент сопротивления трения λ_j – функция числа Рейнольдса Re_j.

$$Re_j = \frac{V_j \cdot d_j^c}{\nu} \cdot 10^{-3},$$

где ν – коэффициент кинематической вязкости рабочей среды, м²/с.

Коэффициент λ_j рассчитывается по приближенным формулам, полученным для четырех режимов течения рабочей среды (ламинарного Re < 2300; 2-х переходных 2300 ≤ Re < 3000 и 3000 ≤ Re < 4000; турбулентного Re ≥ 4000). В этих формулах для переходных и турбулентного режимов учитывается влияние на величину λ_j характеристики трубопровода $\delta_j = d_j^c / \Delta_j$, где Δ_j – абсолютная шероховатость внутренней поверхности трубы, мм. С помощью оператора Excel «*ЕСЛИ*...» четыре расчетные формулы, заимствованные из [3], объединены в одну зависимость, позволяющую использовать ее в автоматизированных расчетных процедурах.

$$\lambda_j = \textit{ЕСЛИ}\ (Re < 2300;\ 64 / Re;\ 0) + \textit{ЕСЛИ}\ (Re \geq 2300;$$
$$\textit{ЕСЛИ}\ (Re \leq 27 \cdot (\delta_j)^{1,14};\ 0{,}303 / (\log Re - 0{,}9)^2;\ 0)) +$$
$$+ \textit{ЕСЛИ}\ (Re > 27 \cdot (\delta_j)^{1,14};\ \textit{ЕСЛИ}\ (Re < (120 \cdot \delta_j)^{1,125};$$
$$0{,}1 \cdot (1{,}46 \cdot \delta_j + 100 / Re)^{0,25};\ 0)) + \textit{ЕСЛИ}\ (Re \geq (120 \cdot \delta_j)^{1,125};$$
$$0{,}25 / (\log (3{,}7 \cdot \delta_j))^2).$$

Известная формула гидравлики применяется для численной оценки потери напора на участке трубопровода:

$$H_j = \left(\lambda_j \cdot \frac{l_j \cdot 10^3}{d_j^c} + \xi_j^c\right) \cdot \frac{V_j^2}{2 \cdot g},\ \textit{м. вод. ст.},$$

или

$$H_j = \left(\lambda_j \cdot \frac{l_j \cdot 10^3}{d_j^c} + \xi_j^c\right) \cdot \frac{\rho \cdot V_j^2}{2},\ \textit{Па}.$$

Определение коэффициента R_j завершает расчетный этап, который выполняется на электронной странице Excel в табличной

форме. Представленная здесь форма расчетной таблицы (см. табл. 1) иллюстрирует последовательность расчетных действий этого этапа. Затем с использованием процедуры «Поиск решения» определяются узловые напоры H_i. Напор H_1 и «входной» расход Q_1 – параметры, определяющие выбор насоса для проектируемой системы.

Таблица 1

j	Q_j	d_j	d_j^c	V_j	Re_j	λ_j	H_j	R_j
1	Q_1	d_1	d_1^c	V_1	Re_1	λ_1	H_1	R_1
…								
j	Q_j	d_j	d_j^c	V_j	Re_j	λ_j	H_j	R_j
…								
m	Q_m	d_m	d_m^c	V_m	Re_m	λ_m	H_m	R_m

В качестве иллюстрации ниже показано численное решение задачи определения основных параметров системы, расчетная схема которой представлена на рис. 2.

Математическая модель поисковой задачи, в которой уравнения-ограничения представляют собой условия неразрывностей потоков, определяющая узловые напоры H_i, имеет следующий вид:

Функция цели: $H_5 = H_{Const}$
Ограничения – условия неразрывности потоков в узлах 1 ÷ 9:
$R_1H_1 - R_1H_2 = Q_1$
$-R_1H_1 + (R_1 + R_2 + R_5 + R_6)H_2 - R_2H_3 - R_5H_6 - R_6H_7 = 0$
$-R_2H_2 + (R_2 + R_3 + R_7)H_3 - R_3H_4 - R_7H_8 = 0$
$-R_3H_3 + (R_3 + R_4 + R_8)H_4 - R_4H_5 - R_8H_9 = 0$
$-R_4H_4 + R_4H_5 = -Q_5$
$-R_5H_2 + R_5H_6 = -Q_6$
$-R_6H_2 + R_6H_7 = -Q_7$
$-R_7H_3 + R_7H_8 = -Q_8$
$-R_8H_4 + R_8H_9 = -Q_9$
Граничные условия: $H_i \geq 0$

Определение H_i только для магистрали может быть выполнено решением поисковой задачи, в математической модели которой в качестве ограничений используются уравнения-условия равновесия напоров:

Функция цели: $H_5 = Const$.
Ограничения – условия равновесия напоров:
$H_1 - H_2 = H_{(1)}$
$H_2 - H_3 = H_{(2)}$
$H_3 - H_4 = H_{(3)}$
$H_4 - H_5 = H_{(4)}$
Граничные условия: $H_i \geq 0$

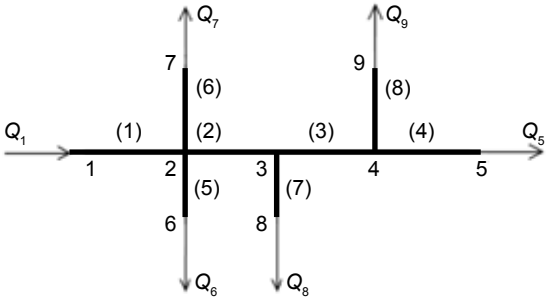


Рис. 2

$H_{(j)}$ – потери напоров на участках магистрали, принимаются из расчетной таблицы (в столбце H_j). Пусть для рассматриваемой расчетной схемы известны следующие исходные данные: длины участков – l_1 = 2,0 м, l_2 = 26,0 м, l_3 = 4,0 м, l_4 = 8,0 м, l_5 = 7,0 м, l_6 = 9,0 м, l_7 = 6,0 м, l_8 = 2,0 м; суммарные значения коэффициентов местного сопротивления по участкам – ξ_1^c = 4,0; ξ_2^c = 8,4; ξ_3^c = 1,45; ξ_4^c = 8,85; ξ_6^c = 6,2; ξ_7^c = 5,6; ξ_8^c = 2,0; значения расходов (по «выходным» узлам, м^3/ч) – Q_5 = 12,0; Q_6 = 8,0; Q_7 = 8,0; Q_8 = 15; Q_9 = 16; абсолютная шероховатость (стальных) труб – Δ = 0,25 мм. Расчетная максимальная скорость движения рабочей жидкости V = 4,5 м/с. Кинематическая вязкость жидкости: $\nu = 1{,}3 \cdot 10^{-6}$ м^2/с. На вход трубопровода этой системы должна быть обеспечена подача рабочей среды с производительностью:

$$Q_1 = \sum_{i=5}^{i=9} Q_i = (12 + 8 + 8 + 15 + 16) = 59 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Тогда расчетная таблица (см. табл. 2) будет иметь следующий вид:

Таблица 2

j	Q_j	d_j	d_j^c	V_j	$\mathrm{Re}_j \cdot 10^4$	λ_j	H_j	R_j
1	59,0	68,1	80,0	3,26	20,0	0,025	2,5	23,6
2	43,0	58,1	60,0	4,22	19,5	0,028	18,8	2,3
3	28,0	46,9	50,0	3,96	15,2	0,030	3,42	8,04
4	12,0	30,7	32,0	4,15	10,2	0,038	16,2	0,74
5	8,0	25,1	30,0	3,14	7,2	0,035	6,40	1,25
6	8,0	25,0	30,0	3,14	7,2	0,035	8,83	0,96
7	15,0	34,4	40,0	3,37	10,4	0,032	5,57	2,49
8	16,0	35,4	40,0	3,54	10,9	0,034	7,89	2,03
Примечание. d_j^c – имеет здесь условное значение, принято «округленное» $d_j^c \geq d_j$.								

Математическая модель поисковой задачи, определяющей узловые напоры H_i для расчетной схемы в целом, после подстановки численных значений коэффициентов в левую часть уравнений-ограничений и узловых расходов – в правую, примет следующий вид:

Функция цели: $H_5 = H_{Const}$
Ограничения – условия неразрывности потоков в узлах 1 ÷ 9:
$23{,}6\,H_1 - 23{,}6\,H_2 = 59{,}0$
$-23{,}6\,H_1 + (23{,}6 + 2{,}3 + 1{,}25 + 0{,}96)\,H_2 - 2{,}3\,H_3 - 1{,}25\,H_6 - 0{,}96\,H_7 = 0$
$-2{,}3\,H_2 + (2{,}3 + 8{,}04 + 2{,}49)\,H_3 - 8{,}04\,H_4 - 2{,}49\,H_8 = 0$
$-8{,}04\,H_3 + (8{,}04 + 0{,}74 + 2{,}03)\,H_4 - 0{,}74\,H_5 - 2{,}03\,H_9 = 0$
$-0{,}74\,H_4 + 0{,}74\,H_5 = -12{,}0$
$-1{,}25\,H_2 + 1{,}25\,H_6 = -8{,}0$
$-0{,}96\,H_2 + 0{,}96\,H_7 = -8{,}0$
$-2{,}49\,H_3 + 2{,}49\,H_8 = -15{,}0$
$-2{,}03\,H_4 + 2{,}03\,H_9 = -16{,}0$
Граничные условия: $H_i \geq 0$

В примере $H_5 = H_{Const} = 10{,}0$ м вод. ст. Результат решения, м вод. ст.: $H_1 = 50{,}9$; $H_2 = 48{,}4$; $H_3 = 29{,}6$; $H_4 = 26{,}2$; $H_5 = 10$; $H_6 = 42{,}0$; $H_7 = 40$; $H_8 = 23{,}7$; $H_9 = 18{,}3$.

Математическая модель задачи определения H_i только для магистрали (с использованием условий равновесия напоров) после подстановки численных значений для функции цели и правых частей уравнений-ограничений имеет вид:

Функция цели: H_5=10,0;
Ограничения – условия равновесия напоров:
$H_1 - H_2$ =2,5;
$H_2 - H_3$ =18,8;
$H_3 - H_4$ =3,4;
$H_4 - H_5$ =16,2;
Граничные условия: $H_i \geq 0$.

Значения $H_1 \div H_5$, полученные здесь, совпадают с результатами решения предыдущей задачи.

Применение поисковой процедуры «Поиск решения» обеспечивает эффективность решения проектировочной задачи. Из диапазона возможных значений искомых параметров поисковой процедурой выбираются параметры, удовлетворяющие условиям эффективности – функции цели и ограничениям в математической модели решаемой задачи.

Список литературы

1. Гарин Э.Н. Поисковые методы в проектировании судовых корпусных конструкций, устройств и систем : учебное пособие. – СПб. : СПбГМТУ, 2006.

2. Гарин Э.Н. Автоматизированные расчеты при проектировании общесудовых систем : учебно-методическое пособие. – СПб. : СПбГМТУ, 2009.

3. РД 5.76.038-84 Методика гидравлических расчетов судовых разветвленных трубопроводов (ОСТ 5.5241-75).

УДК 629.54:621.436.72

АНАЛИЗ СПОСОБОВ ПРИМЕНЕНИЯ ГАЗОВОГО ТОПЛИВА В СУДОВЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВКАХ

А.Н. Блинков, *канд. техн. наук, ООО «ИНТАРИ»*
А.А. Власов, *ООО «ИНТАРИ»*
В.К. Шурпяк, *канд. техн. наук,*
ФГУ «Российский морской регистр судоходства»

Ключевые слова: *судовые двигатели, газовое топливо, опасности газового топлива, разработка требований Регистра*

В настоящее время в мире насчитываются десятки судов различных типов – паромов, танкеров, транспортных и прогулочных судов, использующих природный газ в качестве топлива. С учетом судов для перевозки сжиженного природного газа (СПГ), также использующих газ в качестве топлива, общее число газоходов составляет сегодня более 100 единиц и это уже можно рассматривать как одну из тенденций развития судовой энергетики, которую необходимо учитывать при разработке требований нормативных документов и Правил Регистра.

1. Преимущества газового топлива

К числу важнейших качеств природного газа, делающих его привлекательным для судовой энергетики и позволяющих создавать эффективные двигатели с низким содержанием вредных выбросов, относится, прежде всего, высокая экологичность.

У газовых видов топлива отношение «водород/углерод» составляет 2,5 – 4, а молекулы химически устойчивы и просты по строению. Это обеспечивает высококачественное протекание процесса сгорания топлива, бездетонационную работу двигателя и более высокую экологическую чистоту продуктов сгорания (чем выше отношение «водород/углерод» в топливе, тем меньше CO_2 образуется в продуктах сгорания).

Таблица 1

Соотношение «водород/углерод» для различных видов топлива

Топливо	Химическая формула	Соотношение H/C
Метан	CH_4	4,0
Пропан	C_3H_8	2,7
Бутан	C_4H_{10}	2,5
Бензин	C_mH_n	2,0
Дизельное топливо	C_mH_n	1,8
Мазут	C_mH_n	1,7

Преимущества газового топлива по энергетическим свойствам по отношению к топливу на основе нефти определяются более высоким октановым числом, удельной теплотой сгорания и стехиометрическим отношением (количеством воздуха, необходимого для полного сгорания топлива) и более низкой теплотой сгорания стехиометрической смеси.

Таблица 2

Энергетические свойства моторного топлива

	Бензин	Сжиженный углеводородный газ (пропан бутановая смесь)	Природный газ (сжатый или сжиженный)
Октановое число	76 – 98	100 – 110	110 – 125
Теплота сгорания, низшая, кДж/кг	44 000	46 000	48 500
Стехиометрическое отношение, кг воздуха/кг топлива	15	16	17
Теплота сгорания стехиометрической смеси (объемная, при нормальных условиях), кДж/м^3	3 600	3 570	3 500

Применение газового топлива позволяет существенно сократить количество вредных выбросов в сравнении с топливом на основе нефти – полностью исключить выбросы серы, кардинально (на 90 %) снизить выбросы оксидов азота (NO_X) и существенно (на 30 %) снизить выбросы диоксида углерода (CO_2) и твердых частиц.

Экономические и экологические преимущества газового топлива очевидны, однако при его использовании на обычных судах возникают опасности, связанные с его хранением и использованием, имевшие место ранее только на судах-газовозах. Поэтому при разработке нормативных документов Российского морского регистра судоходства (Регистр) по использованию такого топлива, необходимо учитывать

опыт и статистику аварий на газовозах. При этом, безусловно, необходимо учитывать особенности энергетических установок и способы размещения топлива на таких судах, но хотя объем топливных танков СПГ значительно меньше объема грузовых танков газовозов, можно предположить, что все основные опасности сохранятся.

2. Идентификация опасностей, связанных с наличием газа на судне

Для идентификации опасностей, которые возникают при эксплуатации новых видов техники, наиболее логично будет проанализировать статистику аварий на сходных судах, где присутствуют аналогичные опасности.

Опасности, возникающие при хранении и использовании газа на судне, связаны с его утечками в результате разгерметизации трубопроводов или емкостей для хранения газа. В работе [6], которая была представлена Морской администрацией Дании на 83 сессии Комитета по безопасности на море Международной морской организации (КБМ ИМО), приводится анализ аварийности на газовозах за период с 1965 по 2005 г. Всего за этот период на газовозах зафиксировано 182 аварийных случая, из которых 24 никак не связаны с эксплуатацией судна (аварии на верфях во время постройки и ремонта, нападения пиратов и т. п.).

Исходя из статистики аварий, приводятся следующие опасности, обусловленные наличием на судне СПГ и его паров:

1 – **объемный взрыв газа** возникает в результате его утечки в газообразном состоянии в замкнутом объеме при наличии источника воспламенения. Источником воспламенения может служить открытое пламя, электрическая искра или горячая поверхность с температурой выше температуры самовоспламенения (для метана – 540 ºС);

2 – **взрыв** емкостей для хранения газа в результате повышения давления;

3 – **пожар** в результате горения разлившегося газа или струйный пожар в результате горения газа под давлением;

4 – **газовое облако**, в котором может возникнуть пожар. Возникает в результате длительного испарения. После воспламенения и выгорания обычно переходит в пожар разлитого груза;

5 – **быстрое фазовое превращение** при попадании сжиженного газа в воду, аналогично взрыву без возгорания;

6 – **«rollover»** – резкое значительное увеличение давления в емкости для жидкого газа в результате перемешивания слоев газа с раз-

личной плотностью и резкого увеличения интенсивности парообразования в танке СПГ;

7 – **удушение** в результате попадания человека в облако газа;

8 – **травмы от низких температур** в результате воздействия сжиженного газа при контакте с кожей человека;

9 – **загрязнение** атмосферы в результате утечки газа.

Если перечисленные опасности рассмотреть применительно к судам, использующим газовое топливо, то очевидно, что для различных типов энергоустановок и различных способов хранения газа на судне не все опасности одинаково значимы. Например, при хранении газа в баллонах под давлением в закрытом помещении опасности 5, 6 и 8 отсутствуют, но увеличивается вероятность реализации опасности 1 и 7. Но если аналогичные баллоны хранить на открытых участках, то вероятность реализации опасности 1 и 7 значительно уменьшается, но увеличивается вероятность реализации опасности 9.

На рис. 1 приводится диаграмма [6], которая показывает соотношение аварийных случаев, специфических для газовозов (при погруз-

Рис. 1
Соотношение частоты аварий общего характера
и аварий, специфических для газовозов за период 1965 – 2005 гг. [6]

ке/разгрузке газа, повреждении грузовой системы и грузовых емкостей) и обычных для любого судна (столкновение, посадка на мель, пожар, тяжелые погодные условия, поломка механической установки). Из результатов анализа следует, что частота специфических аварий на судах-газовозах в среднем в 3,5 раза меньше, чем аварий общего характера, а в целом, частота аварий на газовозах существенно меньше, чем на судах других типов.

Наибольший интерес представляют аварии, связанные с утечкой газа и пожарами/взрывами. Всего за указанный период было зафиксировано 10 пожаров (частота $3{,}5 \cdot 10^{-3}$), из которых только 2 сопровождались взрывом в машинном отделении: один взрыв произошел непосредственно в машинном отделении, а другой – в воздуховоде котла. Интересно, что указанная частота практически не отличается от частоты пожаров на судах других типов: балкеры – $2{,}9 \cdot 10^{-3}$, химовозы – $4{,}5 \cdot 10^{-3}$, нефтеналивное/химовоз – $11{,}0 \cdot 10^{-3}$, танкеры с одинарными бортами – $3{,}7 \cdot 10^{-3}$, танкеры с двойными бортами – $1{,}1 \cdot 10^{-3}$.

Далее рассмотрим различные варианты энергетических установок и способы хранения газового топлива с точки зрения перечисленных выше опасностей и меры, которые могут быть предприняты для их исключения или уменьшения риска их реализации.

3. Паротурбинные установки (ПТУ)

Наиболее просто организовать сжигание газового топлива в судовых котлах. Применение газа в качестве топлива на судах имеет уже продолжительную историю, которая связана, прежде всего, с судами-газовозами, где газ успешно применяется как основное топливо на протяжении многих десятилетий. Как известно, на судах-газовозах жидкий природный газ непрерывно испаряется и перед проектантами стоит дилемма: повторное сжижение газа на судне или сжигание в энергетической установке.

Преимущества ПТУ при работе на газе:

практически неограниченная агрегатная мощность установки, которая может быть использована для работы на винт непосредственно;

установка двухтопливная;

установка нечувствительна к качеству топлива, как газового, так и жидкого.

Опасность, свойственная всем ПТУ, независимо от используемого топлива – наличие высоконагруженных трубопроводов пара высокого

давления, утечка которого в машинное отделение может привести к значительному количеству жертв.

Другая опасность, связанная с применением газового топлива в котлах – возможность образования газовоздушной смеси взрывоопасной концентрации при утечке газа в топке неработающего котла, газоходах и воздуховодах.

Хотя на судах-газовозах ПТУ нашли широкое применение, крайне маловероятно их появление на судах, не являющихся газовозами. Однако весьма вероятно применение газа во вспомогательных котлах на судах с ДВС, использующих газ в качестве топлива. Поэтому требования к котельным установкам, которые сформулированы в Международном Кодексе постройки и оборудования судов, перевозящих сжиженные газы наливом (Кодекс IGC) [2], должны быть учтены в проекте требований Регистра к судам, использующим газ в качестве топлива для сжигания в котлах.

Кроме того, согласно положениям Кодекса IGC [2] и требованиям 4.1.1.2 части VI «Системы и трубопроводы» Правил классификации и постройки газовозов Регистра (Правила Регистра по газовозам) [3], на судне-газовозе должна быть предусмотрена система утилизации излишнего тепла. В качестве такого устройства на судне чаще всего выступает котел или предусматривается специальное устройство для сжигания излишков паров груза. Если емкости для хранения газового топлива на судне не рассчитаны на полное избыточное давление паров груза в условиях максимальной температуры окружающего воздуха (то есть любые емкости для метана, кроме КПГ), то такая система должна быть предусмотрена на судах-газоходах.

Для разработки требований к судовым котлам, использующим газ в качестве топлива, представляется разумным применить требования 10.15.1 – 10.15.5 части VI «Системы и трубопроводы» Правил Регистра по газовозам [3] относительно предварительной вентиляции топки котла перед его розжигом.

4. Газотурбинные установки (ГТУ)

В конце 2010 г. судостроительная компания Incat (Австралия) получила контракт на строительство первого в мире высокоскоростного парома-катамарана, использующего в качестве топлива СПГ. Строящийся паром (hull 069) рассчитан на 1000 пассажиров и 153 автомобиля. 99-метровый катамаран будет сдан заказчику в 2012 году. Судно строят на верфи в Тасмании.

В каждом корпусе катамарана будет установлена газовая турбина компании General Electric GE Energy LM2500, которая будет служить приводом для водометного движителя Wärtsilä LJX 1720. Турбины LM2500 установлены на эсминцах многих флотов мира. В данном варианте турбина будет модифицирована таким образом, чтобы обеспечивалась возможность использовать либо природный газ, либо нефтяное топливо. Классификационное общество DNV в своем журнале [5] поместило информацию о том, что оно приступило к сертификации газовой модификации двигателя GE LM2500.

В России ведущим производителем газовых турбин является ОАО «НПО «Сатурн» (г. Рыбинск). По данным официального сайта Министерства промышленности и торговли Российской Федерации [1] в рамках федеральной целевой программы «Развитие гражданской морской техники» на 2009 – 2016 годы по заданию Министерства ОАО «НПО «Сатурн» выполняет опытно-конструкторскую работу «Разработка технологий создания морского газотурбинного двигателя (ГТД) с полным ресурсом до 100 тыс. ч мощностью 8 МВт (на базе газотурбинного двигателя 4-го поколения, разработанного для военного заказчика) и газотурбинного агрегата на основе морского (судового) ГТД мощностью 8 МВт». В рамках этой работы должен быть разработан технический проект на газотурбинный агрегат для судна-газовоза на базе морского (судового) газотурбинного двигателя мощностью 8 МВт и изготовлен и испытан образец газотурбинного двигателя. В настоящее время Главным управлением Регистра техническая документация по проекту этого двигателя рассмотрена и одобрена в принципе.

Дополнительная опасность, связанная с применением газового топлива в газовых турбинах – возможность образования газовоздушной смеси взрывоопасной концентрации при утечке газа в камеру сгорания неработающего двигателя, машинное отделение, а также в воздухозаборник и газовыпускной канал.

Для обеспечения безопасной работы должны быть предусмотрены следующие меры:

двигатель в машинном отделении помещается в специальном герметичном (относительно машинного отделения) кожухе;

внутри герметичного кожуха должна быть предусмотрена вентиляция, непрерывно функционирующая при работе на газовом топливе, имеющая привод от газотурбинного двигателя;

внутри герметичного кожуха и в машинном отделении должна быть предусмотрена сигнализация об утечке газа;

помимо основной вентиляции внутри герметичного кожуха должна быть предусмотрена аварийная вентиляция, начинающая работать до пуска двигателя и завершающая работу после его остановки, а также включающаяся при срабатывании сигнализации об утечке газа.

5. Двигатели внутреннего сгорания

Двигатели внутреннего сгорания (ДВС), работающие на газе можно разделить на 3 группы:

работающие по циклу Отто, со сжатием газовоздушной смеси в цилиндре с воспламенение от искры;

двухтопливные, работающие по циклу Отто с воспламенением от сжатия жидкого топлива, которое впрыскивается в цилиндр;

двухтопливные работающие по циклу Дизеля со сжатием в цилиндре воздуха и впрыском в цилиндр газового топлива и жидкого дизельного топлива с воспламенением от сжатия жидкого топлива.

Для надежной работы ДВС требуется выполнение следующих условий:

.1 надежное отсутствие преждевременной детонации, что ограничивает возможность сжатия газовоздушной смеси в цилиндре. Эта проблема решается путем использования обедненной газовоздушной смеси – чем беднее газовоздушная смесь, тем большее сжатее допустимо в цилиндре;

.2 надежное воспламенение газовоздушной смеси в цилиндре. При этом чем более бедная смесь используется, тем большей энергией должен обладать источник воспламенения газовоздушной смеси.

Так как два перечисленных условия противоречат друг другу, обеспечить их одновременное выполнение весьма затруднительно, не снижая степени сжатия. Понижение степени сжатия в цилиндре снижает экономичность и ухудшает массогабаритные характеристики ДВС. Кроме того это делает весьма затруднительной конвертацию существующих дизельных двигателей с высокой степенью сжатия в двухтопливные для работы на газовом топливе. На диаграмме (рис. 2), построенной специалистами фирмы Wärtsilä показано, что для достижения степени сжатия на уровне 20, что соответствует показателям современных двигателей, существует довольно узкий интервал значений коэффициента избытка воздуха.

Изменение мощности и частоты вращения двигателя обычно приводит к изменению коэффициента избытка воздуха и возможному выходу за пределы образованного диапазона надежной работы. По-

Рис. 2
Диапазон надежной работы двигателя на обедненной газовоздушной смеси в цилиндре ДВС, работающего по циклу Отто (по материалам фирмы Wärtsilä)

этому организовать работу современного ДВС, работающего на газе, по циклу Отто с непосредственной передачей мощности на винт весьма сложно, и все такие двигатели применяются на судах в качестве привода электрогенераторов, работая на винт через электрическую передачу. Потери в электрической передаче дополнительно снижают экономические показатели двигателей, работающих по циклу Отто, по сравнению с дизельными двигателями.

Для надежного воспламенения газовоздушной смеси в цилиндре требуется повысить энергию источника воспламенения. Но сделать это простым увеличением электрического напряжения, подаваемого к свечам зажигания, не удается, так как это отрицательно сказывается на надежности свечей зажигания.

Если источником воспламенения является электрическая искра, то для увеличения надежности зажигания используется форкамерно-факельная схема зажигания.

Фирма Rolls-Royce предлагает двигатели внутреннего сгорания, работающие по циклу Отто на «бедной» смеси с внешним источником воспламенения (форкамерно-факельный процесс). При этом процесс воспламенения можно описать следующим образом:

.1 в цилиндре происходит сжатие бедной смеси с высоким коэффициентом избытка воздуха, что обеспечивает надежное отсутствие детонации смеси в цилиндре;

.2 в специальную камеру подается богатая смесь газа и воздуха и воспламеняется там от электрического источника, в результате чего формируется мощный источник воспламенения бедной смеси в цилиндре двигателя. Это позволяет значительно увеличить цилиндровую мощность двигателя при высоких значениях экономичности.

После того как дизелестроительные фирмы организовали производство двухтопливных двигателей внутреннего сгорания, работающих на природном газе по циклу Дизеля с воспламенением топлива

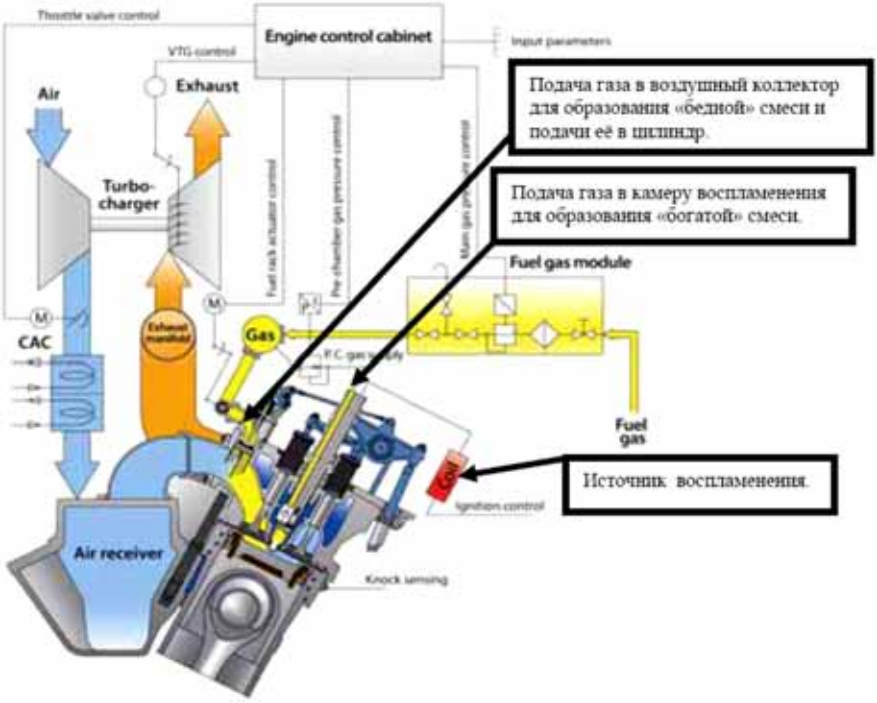


Рис. 3
Система воспламенения обедненной топливной смеси двигателей фирмы Bergen (по материалам фирмы Rolls-Royce)

в цилиндре от сжатия, этот тип двигателя стал получать все большее распространение на судах-газовозах, а затем – и на судах других типов, использующих газ в качестве топлива.

Существенным преимуществом газодизельного цикла является то, что мощность источника зажигания в нем значительно больше, чем в двигателе с искровым зажиганием, кроме того, рабочая смесь поджигается не в одной точке у холодной стенки, а в центре заряда. Благодаря этому одной из важных особенностей газодизельного процесса является возможность надежной работы двигателя на обедненной рабочей смеси.

Работа двухтопливного двигателя внутреннего сгорания при внешнем смесеобразовании выглядит так: из впускного коллектора в цилиндры дизельного двигателя поступает газовоздушная смесь, которая после закрытия впускных клапанов сжимается в цилиндре. Но максимального давления сжатия в цилиндре не достаточно для самовоспламенения газового топлива, так как температура самовоспламенения метана составляет 650 – 720 ºС, что намного выше, чем у обычного дизельного топлива (320 – 380 ºС). Поэтому при окончании такта сжатия в цилиндр через жидкотопливную форсунку впрыскивается небольшая доза жидкого дизельного топлива, которую принято называть запальной или пилотной.

При таком способе сохраняется возможность быстрого перехода с газового топлива на дизельное и обратно. То есть дизельный двигатель, переведенный на газ, становится двухтопливным.

У быстроходных дизельных двигателей расход жидкого топлива, используемого для воспламенения и полного сгорания газо-воздушной смеси, составляет 10 – 20 % от количества, расходуемого при обычном дизельном процессе. В средне- и малооборотных двигателях требуется лишь 5 – 8 % дизельного топлива для воспламенения. В настоящее время уже есть опытные модели двигателей, использующие 1 % пилотного топлива, и ведутся работы по дальнейшему уменьшению его количества. Именно такой способ воспламенения реализован фирмой Wärtsilä в двухтопливном двигателе 20DF.

В конструкцию системы питания газодизельных двигателей ряда W20DF добавлены: газовый смеситель, механизм ограничения подачи дизельного топлива, система регулирования подачи газа и устройство для взаимосвязанного управления топливным насосом дизельного двигателя и подачей газа.

Жидкое топливо подается в цилиндр через совмещенную форсунку с двумя иглами. Первая используется при работе двигателя на жид-

ком топливе, вторая – для подачи «зажигающей» порции дизельного топлива, играющего роль воспламенителя рабочего тела при работе двигателя на газе.

Часть форсунки, предназначенная для работы двигателя только на жидком топливе, выполнена по стандартной схеме с иглой, нагруженной пружиной. Игла «зажигающей» части форсунки управляется электроникой, а топливо поступает от топливного насоса высокого давления.

Обычно четырехтактные среднеоборотные двигатели фирмы Wärtsilä используются на судах в сочетании с электрической передачей на винт.

Газодизельный процесс при внутреннем смесеобразовании с непосредственным впрыском газа в цилиндр имеет преимущество перед газодизельным двигателем с внешним смесеобразованием, так как степень сжатия в нем не ограничена условием отсутствия детонации газовоздушной смеси при ее сжатии в цилиндре. Однако при этом возникает другая сложность – для подачи газа в цилиндр требуется высокое давление (превышающее давление в цилиндре), что ведет за собой необходимость в компрессоре и трубопроводе высокого давления газа, расположенными в машинном отделении, а это делает вероятность утечки газа значительно выше, чем при использовании двигателя с внешним смесеобразованием.

Газодизельный процесс при внутреннем смесеобразовании с непосредственным впрыском газа в цилиндр реализован фирмой MAN в двигателе L51/60DF.

В конструкции двигателя L51/60DF предусмотрен впрыск в цилиндр газового топлива и жидкого дизельного топлива, причем минимальное необходимое количество жидкого топлива зажигания (пилотного) уменьшено до 1 % от общего потребления.

Помимо экономии жидкого топлива уменьшение пилотного топлива очень важно для уменьшения выбросов NO_x. Так, при работе на газовом топливе двигатель L51/60DF выделяет всего 1,5 g/kWh NO_x, что полностью соответствует требованиям Приложения VI к МК МАРПОЛ 73/78 (уровень Tier III) для особых районов контроля выбросов NO_x. Аналогичный показатель для двигателей с 6 % пилотного топлива составляет 14 g/kWh NO_x.

Таким образом, можно выделить 3 способа использования газа в качестве топлива ДВС, сравнение которых представлено в табл. 3.

Таблица 3

Сравнение способов использования газа в двигателях внутреннего сгорания

	Давление газового топлива	Способ подачи газа	Рабочий цикл	Сжатие в цилиндре	Способ воспламенения	Топливо	Качество газа (состав)
1	Низкое (около 5 бар)	В воздушный коллектор	Отто	«Бедная» газовоздушная смесь, $\alpha = 2{,}1 \div 2{,}3$	От искры	Только газ	Важно качество газа
2	Низкое (около 5 бар)	В воздушный коллектор	Отто	«Бедная» газовоздушная смесь, $\alpha = 2{,}1 \div 2{,}3$	От сжатия жидкого топлива	Газ + жидкое топливо или жидкое топливо	Важно качество газа
3	Высокое (300 – 350 бар)	Впрыск в цилиндр	Газо-дизельный	Воздух	От сжатия жидкого топлива	Газ + жидкое топливо или жидкое топливо	Не чувствителен к качеству газа

Рассмотрев три варианта использования газовых ДВС, применяющиеся в настоящее время, можно сказать, что конструкция таких ДВС более сложная, а надежность ниже, что увеличивает опасность отказа главного двигателя и потери хода в сложных навигационных условиях. Поэтому необходимо сформулировать общие требования по надежности установки с газовыми двигателями на судне, отсутствие выполнения которых будет увеличивать вероятность аварии общего характера (столкновение, посадка на мель и пр.) следующим образом:

.1 конструкция и устройство двигателя должно обеспечивать надежную работу без детонации на газовом топливе с надежным зажиганием во всем диапазоне возможных рабочих нагрузок;

.2 для газовых двигателей, работающих по циклу Отто, существует опасность отказа двигателя (возникновение детонации) из-за высокого содержания пропана и бутана в газовом топливе. Для обеспечения безопасной работы энергетическая установка должна быть постоянно готова к работе без использования газового топлива и при этом судно должно не терять хода и управляемости. Это может обеспечиваться либо использованием двухтопливных двигателей, либо наличием на судне резервного дизельного двигателя.

Кроме того можно сформулировать следующие специфические опасности, связанные с использованием газового топлива:

объемный взрыв утечек газа:

в картере двигателя;

в выхлопном коллекторе;
в воздушном коллекторе;
в машинном отделении;

возможность растворения газа в циркуляционном масле с последующим высвобождением в масляной цистерне, образованием взрывоопасной концентрации и взрывом.

Для обеспечения безопасной работы предлагается предусмотреть следующие меры:

постоянную вентиляцию машинного отделения с газовыми двигателями;

постоянную работу системы газоанализа, контролирующей состав воздуха в местах наиболее вероятных утечек;

наличие двойных трубок на трубопроводах подвода газового топлива;

выведение воздушных труб циркуляционных масляных цистерн на открытую палубу и снабжение их пламепрерывающей арматурой;

использование в опасных зонах взрывозащищенного оборудования.

6. Способы хранения газового топлива на судне

6.1 В сжатом виде.

Способ транспортировки газа, при котором газ перед транспортировкой сжимается и перевозится в сосудах под давлением (в виде баллонов или свернутых в спираль труб) без сжижения (так как для сжижения метана при помощи сжатия требуется слишком высокое давление). Сжатый для перевозки природный газ называют компримированным природным газом (КПГ). В настоящее время существует несколько проектов судов КПГ с емкостями различных типов, ни один из которых не реализован на практике. Причина этого в том, что эффективность перевозки газа в сжатом виде в несколько раз (как минимум в 3 раза!) ниже, чем перевозки в сжиженном виде. Однако проекты КПГ имеют свои преимущества и, возможно, когда-нибудь займут свою нишу. Преимущества состоят в том, что природный газ можно загружать на суда КПГ непосредственно с месторождения, а разгружать – непосредственно в потребительскую сеть, минуя завод по сжижению газа и его последующей регазификации. При этом нет необходимости прибегать к криогенным технологиям, низким температурам, отсутствуют энергетические затраты на сжижение. Кроме того, при хранении КПГ отсутствуют потери на его испарение.

В настоящее время по судам КПГ нет действующих документов ИМО. DNV, ABS, BV выпустили свои Правила по судам КПГ. В Регистре выпол-

нена НИР по разработке требований Правил КПГ, подготовлен проект указанных Правил, издание которых запланировано на будущий год.

6.2 В сжиженном виде.

Способ транспортировки газа, при котором газ перед транспортировкой доводится до состояния насыщения (т. е. сжижается) путем сжатия или охлаждения. Такой способ перевозки регламентируется Кодексом IGC [2] и в настоящее время широко применяется, в том числе, для перевозки СПГ. Требования Правил Регистра по газовозам [3] полностью соответствуют требованиям Кодекса IGC [2].

Кодекс IGC [2] подразделяет грузовые танки **для перевозки СПГ** следующим образом.

Встроенные, т. е. танки, являющиеся частью конструкции корпуса (как на обычном танкере). Для перевозки СПГ такие танки реально применяться не могут, т. к. это обусловит очень низкие температуры корпусных конструкций и очень высокие теплопритоки и, как следствие, испарение груза. Однако применение таких танков представляется возможным в сочетании с внутренней изоляцией танка (о чем будет рассказано ниже).

Мембранные, т. е. танки, не являющиеся самонесущими. Представляют тонкую гофрированную металлическую оболочку, которая через изоляцию поддерживается окружающими конструкциями. (Конструкция аналогична, по сути, упаковке вина в пакетах, представляющей собой мешок в картонной коробке. Принципиальная разница состоит только в том, что в танке всегда поддерживают давление, которое не позволяет мембране быть смятой, как это происходит с мешком после опорожнения коробки).

Особенность мембранных танков состоит в том, что их нельзя изготовить и собрать отдельно, а потом привезти и погрузить на судно – мембрана делается на верфи.

Сложности: изоляция воспринимает на себя весь вес танка и передает его на корпус, т. е. материал и конструкция должны быть достаточно прочными. Сейчас наиболее популярным способом изоляции являются фанерные ящики со специально обработанным песком (гранулами). При этом должно быть две мембраны, а между ними должна помещаться изоляция.

Полумембранные, т. е. танки, не являющиеся самонесущими в заполненном состоянии, но в которых предусмотрено наличие конструкций, более жестких, чем мембрана, но в тоже время за счет закругленной формы компенсирующих тепловые расширения. Нагрузки от веса танка передаются на корпус через специальный жесткий кор-

пус. Полумембранная емкость может быть изготовлена отдельно, а затем целиком погружена на судно. В настоящее время такие танки практически не используются при новом строительстве.

Вкладные грузовые танки (так в Правилах Регистра по газовозам [3]. В Кодексе IGC [2] их называют **автономными** (**independent** tanks) – т. е. танки, являющиеся самонесущими (в отличие от мембранных), но не являющиеся частью конструкции корпуса и не участвующие в обеспечении общей прочности судна (в отличие от встроенных). Вкладные емкости могут быть изготовлены отдельно и затем погружены на судно целиком.

Кодексом IGC [2] вкладные грузовые танки делятся на 3 типа – **A, B** и **C**.

Кроме вышеперечисленных типов танков, применяющихся на газовозах, в настоящее время также разработаны и нашли применение криогенные емкости выполненные в виде сосудов с двойными стенками с вакуумной изоляцией.

Примером такой емкости может служить танк вместимостью 125 м^3 СПГ компании Chart Ferox (Норвегия), поставляемый вместе с блоком испарителей и управляющих клапанов (рис. 4). Компания

Рис. 4
Криогенный топливный танк вместимостью 125 м^3
СПГ компании Chart Ferox (Норвегия)

готова поставлять емкости вместимостью до 700 м^3 СПГ, которые могут устанавливаться на судне в горизонтальном или вертикальном положении.

Размещение на судах цилиндрических емкостей не слишком удобно и это на сегодняшний день одна из технических проблем, препятствующих более широкому применению СПГ в качестве судового топлива. В связи с этим, пред конструкторами стоит задача сделать так, чтобы криогенные емкости достаточно больших объемов (до 500 м^3) максимально удобным образом вписывались в обводы судна, и были при этом надежно изолированы от окружающих корпусных конструкций с целью исключения риска их переохлаждения, а также были достаточно экономичны. В настоящее время в печати появилась информация о проектах таких емкостей, некоторые из них показаны на рис. 5.

Другой способ размещения на судах емкостей для газового топлива с минимальным ущербом для вместимости судна – это размещение их на открытой палубе в стационарных сосудах или съемных контейнерах-цистернах.

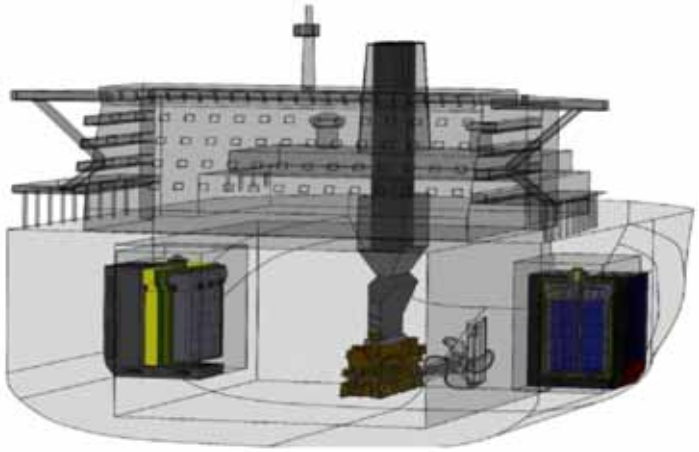
Проект использования газа в качестве топлива для котлов и дизель-генераторов из контейнеров-цистерн, размещенных на палубе, предполагается реализовать на контейнеровозе «MAERSK DRURY» (рис. 6). Такое размещение газового топлива разрешает также проблему бункеровки, так как в этом случае она производится путем простой замены контейнеров с помощью грузового крана.

В России примером такого контейнера-цистерны может служить модель КЦМ-35/0.6, производимая ОАО «Уралкриомаш» (Нижний Тагил), конструкция которой была одобрена Регистром. Цистерна проектировалась на соответствие требованиям Международного морского кодекса по опасным грузам, регламентирующего перевозку опасных грузов в контейнерах.

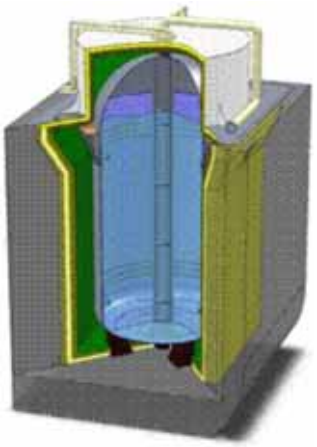
Вместимость контейнера-цистерны КЦМ-35/0.6 немного больше, чем у цистерны для СПГ, которая использована на норвежском пароме «GLUTRA» (35 м^3 против 27 м^3).

После рассмотрения способов хранения газа можно сформулировать следующие специфические опасности, связанные с хранением газового топлива на судне.

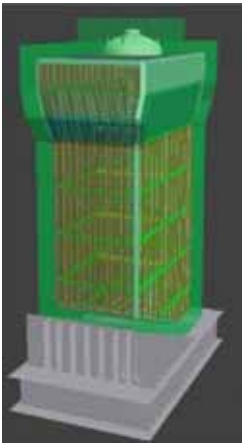
Объемный взрыв утечек газа в закрытое помещение от трубопроводов и самой цистерны. Для обеспечения безопасности можно предложить меры, такие же как для аналогичной опасности в машинном отделении: вентиляция и контроль состава воздуха.



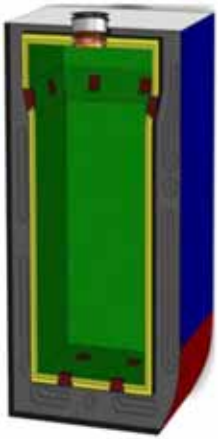
а)



б)



в)



г)

Рис. 5
Схемы интегрированных криогенных емкостей для топливного СПГ:
а) схема размещения емкостей СПГ на судне вдоль бортов от машинного отделения;
б) концепция интегрированного в корпусные конструкции танка компании Jahre Group AS;
в) танк СПГ на 450 м^3 компании Rolls-Royce Marine AS);
г) схема отсека судна с интегрированной термозащитой и силовыми элементами компаний MGI AS и Torgy AS

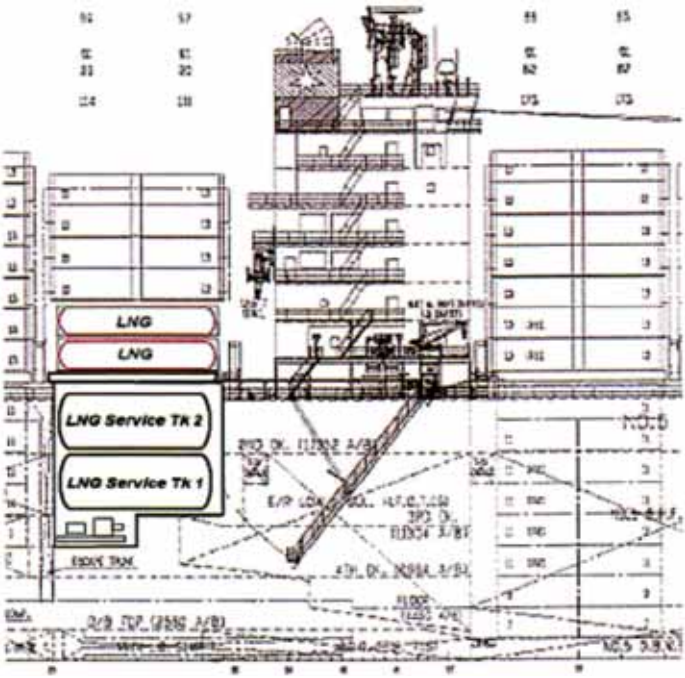


Рис. 6
Проект использования газа из контейнеров-цистерн
на контейнеровозе «MAERSK DRURY» [4]

Рис. 7
Контейнер-цистерна КЦМ-35/0.6

Возможное повреждение топливных цистерн и трубопроводов при внешнем механическом повреждении судна или контейнера на верхней палубе. При этом становится возможной реализация опасностей 4, 5, 7 и 8, указанных в разд. 2 «Идентификация опасностей, связанных с наличием газа на судне». Для обеспечения безопасности необходимо разработать требования по безопасному размещению на судне топливных емкостей – расстояние от наружной обшивки, прочность крепления и т. п.

Заключение

Из обзора способов использования газа на судах можно сформулировать следующие основные принципиальные положения обеспечения безопасности на судне-газоходе, которые планируется учитывать при разработке требований Регистра к судам-газоходам.

1. Использование газового топлива на судне, не являющемся газовозом, влечет за собой возникновение дополнительных опасностей, которые ранее были не свойственны обычным судам. Перечень дополнительных опасностей, возникающих на конкретном судне, зависит от способа хранения топлива, места расположения его на судне и способа использования (типа энергетической установки).

2. Основной дополнительной опасностью является опасность объемного взрыва в закрытом помещении, прежде всего в машинном отделении и различных полостях энергетической установки. Для предотвращения реализации указанной опасности должны применяться специальные меры, препятствующие образованию «пожарного треугольника» в любом помещении, где расположено оборудование, содержащее газовое топливо (трубопроводы с двойными стенками, вентиляция, контроль загазованности).

3. Все опасности, связанные с разливами газового топлива при повреждении емкостей для хранения, учтенные в Кодексе IGC [2], применимы для обычных судов, использующих газ как топливо. Хотя такие опасности менее серьезны, так как количество газа значительно меньше, требования по размещению на судне топливных емкостей для газа не должны уступать требованиям Кодекса IGC [2] для грузовых танков.

4. Риски опасностей, свойственных обычным судам (например, пожар в жилых помещениях) на судах-газоходах выше, так как к последствиям добавляется опасность последующего взрыва и горения газа. При этом уменьшение рисков, связанных с жидким топливом (на-

пример, разлив после гибели судна) не представляется существенным, так как на судне-газоходе будет присутствовать определенное количество жидкого топлива, без которого судно эксплуатироваться не сможет. Поэтому можно рекомендовать на таких судах ужесточить требования к противопожарной защите в целом, а не только в помещениях с газовым топливом.

Список литературы

1. Аналитическая справка за 2010 г. [Электронный документ]. (http://www.minpromtorg.gov.ru/ministry/fcp/employer/sea/5). Проверено 10.10.2011.
2. Международный кодекс постройки и оборудования судов, перевозящих сжиженные газы наливом (Кодекс IGC) / IGC International code for the construction and equipment of ships carrying liquefied gases in bulk(IGC Code), IMO. – СПб. : ЗАО «ЦНИИМФ», 1999.
3. Правила классификации и постройки газовозов. – СПб. : Российский морской регистр судоходства, 2004. – 69 с.
4. DNV and Patjens cooperate on first LNG-fuelled containership / Container ship update/ Managing risk DNV № 2, 2010.
5. DNV class for first ever LNG-fuelled high speed light craft / LNG update/ Managing risk DNV №1, 2010.
6. MSC 83/INF.3, «FSA − Liquefied Natural Gas (LNG) Carriers Details of the Formal Safety Assessment», IMO, 2007.
7. MSC.1/Circ.1363 Interim Guidelines for the Construction and Equipment of Ships Carrying Natural Gas Hydrate Pellets (NGHP) in Bulk, IMO, 2010.

УДК 656.611:632.153:292.2

ТЕХНИЧЕСКИЕ ТРЕБОВАНИЯ ПО ЭКОЛОГИЧЕСКОЙ БЕЗОПАСНОСТИ К СУДАМ, ОСУЩЕСТВЛЯЮЩИМ ТРАНСПОРТНЫЕ ПЕРЕВОЗКИ ПО СЕВЕРНОМУ МОРСКОМУ ПУТИ

Н.А. Решетов, *ФГУ «Российский морской регистр судоходства»*

Ключевые слова: *экологическая безопасность, транспортные перевозки по Северному морскому пути*

Эксплуатация судов в Арктике связана с множеством рисков, поскольку существующие в ней особо суровые климатические условия (вероятность штормов и низкие температуры в зимний период, быстрое оледенение, продолжительный ледовый период) создают препятствия либо повышенную опасность для судоходства. Недостаток хороших портов-убежищ, коммуникационных систем и навигационных пособий существенно осложняют работу моряков и увеличивают степень риска негативного воздействия на окружающую среду, а загрязнение моря или северного побережья России может нанести тяжелый вред экологическому равновесию или необратимо нарушить его.

В данной ситуации необходимым является создание дополнительных требований сверх требований Международной конвенции по предотвращению загрязнения с судов 1973 г., измененной Протоколом 1978 г. к ней (далее – МК МАРПОЛ 73/78), и других конвенций и стандартов для уменьшения степени риска для судоходства вследствие суровых условий окружающей среды в арктических водах. Также необходим комплексный подход, базирующийся на требованиях существующих конвенций, распространяющихся на конструкцию судна, его

устройства, экипаж и операции судов для условий, с которыми они будут сталкиваться в арктических водах.

В зоне Северного морского пути, являющегося национальной транспортной коммуникацией России, расположенной во внутренних морских территориальных водах у Северного побережья России, действуют национальные Правила плавания по трассам Северного морского пути [4] с учетом соответствующих положений законодательства России и требований международных конвенций. Эти Правила регламентируют требования к судоходству по Северному морскому пути на не дискриминационной для судов всех государств основе в целях обеспечения безопасности мореплавания и предотвращения загрязнения морской среды с судов.

Не все суда, которые входят в арктические воды, будут способны к безопасной навигации во всех зонах арктических вод при любых временах года. Поэтому Российским морским регистром судоходства (далее – РС) для судов с его классом была разработана система категоризации судов ледового плавания.

В соответствии с Правилами классификации и постройки морских судов РС [3] (далее – Правила РС) категории ледовых усилений **Arc4**, **Arc5**, **Arc6**, **Arc7**, **Arc8** и **Arc9** образуют группу арктических категорий, которые распространяются на суда, предназначенные для плавания в арктических морях. Предполагается, что при эксплуатации таких судов судовладелец будет руководствоваться требованиями ледового паспорта или иного документа, конкретизирующего условия безопасной эксплуатации судна во льдах в зависимости от знака категории ледовых усилений, особенностей конструкции судна, ледовых условий и ледокольного обеспечения.

Конструкция корпуса

Конструкция корпуса, качество материалов, деление на отсеки должны быть достаточными для уменьшения риска возникновения аварий, инцидентов по загрязнению окружающей среды или потере судов до приемлемо низких уровней вероятности при разумной эксплуатации в арктических водах. В арктических водах, где велика степень риска повреждения конструкций корпуса судна о лед, никакие загрязняющие вещества не должны перевозиться в танках, непосредственно граничащих с наружной обшивкой судна.

В соответствии с положениями Руководства для сквозного плавания судов по Северному морскому пути [7] (далее – Руководство) все

суда должны иметь двойное дно по всей ширине и на всем протяжении между переборками форпика и ахтерпика. Высота двойного дна должна соответствовать действующим правилам классификационных обществ. Для судов в классе РС эта высота должна соответствовать требованиям к конструкции корпуса Правил РС [3].

В соответствии с Правилами РС установка двойных бортов от форпиковой до ахтерпиковой переборки требуется только для ледоколов. На судах с ледовыми усилениями категорий **Arc7** – **Arc9** требуется установка двойного борта в районе машинного отделения (МО).

Механические установки

В условиях быстрого роста мирового флота, оснащение его высокофорсированными дизельными двигателями повышенной оборотности, а также изменения топливного баланса флота в сторону увеличения потребления тяжелого низкокачественного топлива становится особо актуальной проблема снижения загрязнения воздушной среды дизельными двигателями судов, эксплуатирующихся в зоне Северного морского пути в Арктических водах. Особенно важной является проблема снижения уровня локального загрязнения воздушной среды в районах, близких к внутренним водным путям, портам и другим местам скопления флота, которыми могут являться каналы проводки судов Северным морским путем.

Немаловажными причинами ухудшения состава отработавших газов является техническое состояние двигателей и утяжеление винтовых характеристик, а именно: ледовые и погодные условия (направление и сила ветра, состояние моря, толщина льда и т. д.), степень загрузки судна, обрастание корпуса, состояние гребного винта, вид операций (свободный ход, буксировка, ледовые операции, например, плавание в канале за ледоколом, прокладка канала ледоколом и т. д.).

В результате анализов эксплуатационных данных по выбросам судовых дизельных двигателей выявлено, что на установившихся режимах работы дизельных двигателей в их отработавших газах в наибольших количествах представлены окислы азота.

Соблюдение требований Правил предотвращения загрязнения атмосферы с судов (Приложение VI к МК МАРПОЛ 73/78) [5], вступивших в силу 19 мая 2005 г., имеет большое значение особенно для района арктических вод. Дизельные двигатели, к которым применимо правило 13 Приложения VI к МК МАРПОЛ 73/78, установленные на су-

дах, совершающих международные рейсы, в частности по Северному морскому пути, должны иметь Международное Свидетельство о предотвращении загрязнения воздушной среды (EIAPP) в подтверждение того, что уровень выбросов окислов азота (NO_x) этими двигателями не превышает норм в соответствии с указанным правилом.

Содержание SO_x в отработанных газах судовых установок напрямую связано с содержанием серы в используемом топливе и не зависит от технического состояния данных установок. Необходимо отметить, что требования по ограничению содержания серы относятся ко всем видам топлива (тяжелому, дизельному и газойлям) вне зависимости от того, в каких судовых установках они используются (дизельных установках, котельных установках, газовых турбинах и т. д.).

В соответствии с правилом 14 Приложения VI к МК МАРПОЛ 73/78 содержание серы в любом, используемом на судне топливе не должно превышать следующих пределов:

4,5 % массы – до 1 января 2012 г.;

3,5 % массы – 1 января 2012 г. и после этой даты; и

0,5 % массы – 1 января 2020 г. и после этой даты.

Как определено Приложением VI к МК МАРПОЛ 73/78, более строгие требования к содержанию серы в используемом на судне топливе действуют в районах контроля выбросов SO_x.

Содержание серы в любом, используемом на судне топливе в этих районах не должно превышать следующих пределов:

1,5 % массы – до 1 июля 2010 г.;

1,0 % массы – 1 июля 2010 г. и после этой даты; и

0,1 % массы – 1 января 2015 и после этой даты.

В соответствии с пунктом 14.3 Приложения VI к МК МАРПОЛ 73/78 действующими районами контроля выбросов SO_x являются район Балтийского моря (с границами, определенными в Приложении I к МК МАРПОЛ 73/78) и район Северного моря (с границами, определенными в Приложении V к МК МАРПОЛ 73/78).

Для возможности выполнения требований правила 14 Приложения VI к МК МАРПОЛ 73/78 в районах контроля выбросов SO_x на судне для двух сортов топлива необходимо иметь независимые танки запаса топлива, отстойные и расходные танки, а также соответствующее оборудование для перехода с одного сорта топлива на другое. В некоторых случаях может потребоваться запас двух сортов смазочного масла, чтобы соблюсти требования при работе на двух сортах топлива. Для осуществления вышеуказанного в некоторых случаях может потребоваться переоборудование судна.

В качестве альтернативного метода снижения выбросов SO_x может применяться система очистки выхлопных газов из судовых установок сжигания жидкого топлива, одобренная РС с учетом положений Резолюции МЕРС.184(59) [6].

При выборе судового оборудования должно учитываться условие сведения к минимуму загрязнения окружающей среды, например, при выборе судовых дейдвудных устройств, если для смазки и охлаждения подшипников гребного вала используется минеральное масло или специальные смазочно-охлаждающие жидкости.

Проблема экологической безопасности дейдвудных устройств, смазываемых маслом, решается по двум направлениям. Первое заключается в создании надежных дейдвудных уплотнений, способных предотвратить протечки масла за борт и загрязнения воды. Многочисленные компании производят и постоянно совершенствуют конструкцию дейдвудных уплотнений для масла. Тем не менее, дейдвудные уплотнения для масла продолжают оставаться наименее надежными и, следовательно, экологически опасными компонентами современного судна.

Прогресс в области экологической безопасности дейдвудных устройств характеризуется медленными темпами, которые не могут устроить ни классификационные общества, ни судовладельцев, вынужденных терпеть все более строгие штрафные санкции.

Вторым направлением повышения надежности и обеспечения экологической безопасности следует считать применение в дейдвудных устройствах экологически чистых смазочно-охлаждающих жидкостей в сочетании с металлическими или неметаллическими подшипниками. Это сравнительно новое направление в судостроении. Предпринимается попытка объединить положительные качества водяных и масляных дейдвудных устройств, ликвидировав при этом источник экологической опасности – жидкое минеральное масло.

Системы и устройства

В соответствии с положениями Руководства [7] все суда должны быть оборудованы закрытой сточной системой с установкой для биологической очистки или для физико-химической обработки и обеззараживания сточных вод. Производительность установки должна быть достаточной для одновременной обработки сточных и хозяйственно-бытовых вод. Для сбора отходов (шлама) из установки должна быть предусмотрена сборная цистерна с вместимостью, достаточной для автономного плавания судна в течение 30 суток.

В случае отсутствия установки для обработки сточных вод должна быть предусмотрена система со сборной цистерной, вместимость которой достаточна для сохранения на борту сточных вод при нахождении судна в районах, запретных для их сброса. Для сдачи сточных вод в береговые приемные устройства выходные патрубки системы сточных вод должны быть выведены побортно и иметь стандартные фланцы (с размерами, соответствующими требованиям Приложения IV к МК МАРПОЛ 73/78).

В соответствии с требованиями Приложения IV к МК МАРПОЛ 73/78 неизмельченные и необеззараженные сточные воды допускается сбрасывать с одобренной интенсивностью сброса на расстоянии более 12 морских миль от ближайшего берега при условии, что судно находится в пути, имея скорость не менее 4 узлов.

В ледовых условиях не всегда возможно обеспечить скорость судна 4 узла и более, поэтому становится более актуальным наличие на судне установки для обработки сточных вод.

В случае если установки для обработки сточных вод смонтированы на судах, кили которых заложены или которые находятся в подобной стадии постройки 1 января 2010 г. или после этой даты; или новые установки поставлены на существующие суда с датой поставки оборудования на судно по контракту 1 января 2010 г. или после этой даты или, в случае отсутствия этой даты, с датой фактической поставки оборудования на судно 1 января 2010 г. или после этой даты, то такие установки должны соответствовать требованиям Резолюции MEPC.159(55) [8]. Во всех остальных случаях установки для обработки сточных вод должны соответствовать требованиям Резолюции MEPC.2(VI).

Для возможности сброса сточных вод на расстоянии более 4 морских миль от ближайшего берега требуется, чтобы сточные воды обрабатывались в измельчителе до хранения в сборном танке и последующего удаления. Система измельчения должна быть одобрена РС.

Требования Приложения IV к МК МАРПОЛ 73/78 применяются к «новым» судам (контракты, на постройку которых заключены или кили которых заложены 27 сентября 2003 г. или после указанной даты) валовой вместимостью 400 и более, а также к существующим судам указанной валовой вместимости через 5 лет после вышеуказанной даты. Однако положения Руководства [7] распространяются, если не оговорено иное, на все суда валовой вместимостью 300 и более, совершающие рейсы по Северному морскому пути. В случае судов валовой вместимостью менее 400, но более 300 необходимо руководствоваться положениями Руководства [7].

В соответствии с положениями Руководства [7] на каждом судне должен быть установлен сепаратор льяльных вод, обеспечивающий содержание нефти в сбросе не более 15 млн$^{-1}$ и предусмотрены накопительные цистерны для хранения запрещенных к сбросу на трассе Северного морского пути загрязненных нефтепродуктами льяльных, промывочных и балластных вод, в том числе из льял трюмов при перевозке токсичных грузов. Объем накопительных цистерн должен быть достаточным для автономного плавания судна в течение 30 суток.

Для сдачи льяльных вод МО судов в береговые приемные устройства выходные патрубки системы льяльных вод должны быть выведены побортно и иметь стандартные фланцы (с размерами, соответствующими требованиям Приложения I к МК МАРПОЛ 73/78).

Если сепараторы на 15 млн$^{-1}$ смонтированы на судах, кили которых заложены 1 января 2005 г. или после этой даты; или сепараторы на 15 млн$^{-1}$ заказаны на или после этой даты для установки на судах, кили которых заложены до этой даты (циркуляр ИМО MEPC/Circ.420), то эти сепараторы должны соответствовать требованиям Резолюции MEPC.107(49) [2].

В соответствии с указанной Резолюцией [2] сепараторы на 15 млн$^{-1}$ должны быть способны обрабатывать любую нефтяную смесь из МО судов и обеспечивать эффективную очистку льяльных вод МО, в том числе смесей, представляющих собой эмульсию. Поскольку всегда присутствует опасность наличия в льяльной воде эмульгаторов, таких как чистящие вещества, растворители, поверхностно-активные вещества и т. д., сепараторы на 15 млн$^{-1}$ должны быть способны отделять нефть от эмульсии для обеспечения стока с содержанием нефти, не превышающим 15 млн$^{-1}$.

В соответствии с требованиями Приложения I к МК МАРПОЛ 73/78 на судах валовой вместимостью 10000 и более должны быть установлены как сепараторы на 15 млн$^{-1}$, так и сигнализаторы на 15 млн$^{-1}$ и автоматические запорные устройства.

В соответствии с положениями Приложения I к МК МАРПОЛ 73/78 на любом судне валовой вместимостью 400 и более должны быть предусмотрены танки для сбора нефтеостатков с минимальной емкостью, рассчитанной в соответствии с Едиными толкованиями Приложения I к МК МАРПОЛ 73/78 (пункт 15) в зависимости от максимальной продолжительности рейса между портами, где нефтяные остатки могут быть сданы в приемные сооружения. Если продолжительность рейса неизвестна, ее следует принимать равной 30 суток.

В соответствии с Приложением VI к МК МАРПОЛ 73/78 любые преднамеренные выбросы озоноразрушающих веществ запрещены в ходе операций на судне по техническому обслуживанию, уходу, ремонту или демонтажу систем или оборудования.

Как известно, озоноразрушающие вещества – химические вещества, вызывающие разрушение озонового слоя. Они включают в себя следующие вещества:

хлорфторуглероды (ХФУ) – вещества, состоящие из хлора, фтора и углерода);

гидрохлорфторуглероды (ГХФУ) – вещества, состоящие из водорода, хлора, фтора и углерода);

галоны – вещества, состоящие из метилбромида, четыреххлористого углерода, метилхлороформа.

Эти вещества проникают в стратосферу и распадаются под интенсивным ультрафиолетовым излучением солнца, при этом высвобождаются атомы хлора или брома, которые затем разрушают озоновый слой.

Стратосферный озон (газ, образованный тремя атомами кислорода), лежащий примерно на расстоянии 15 – 20 км над поверхностью земли, постоянно образуется и разрушается с естественной цикличностью. Озоноразрушающие вещества, однако, ускоряют этот процесс разрушения, в результате снижая тем самым содержание озона ниже нормы.

Как известно, озон поглощает лучи, ультрафиолетового излучения (UVB), избыток которого представляет опасность для жизни организмов. Солнечный свет содержит определенное количество UVB, даже при нормальном уровне озона. Уменьшение озонового слоя будет приводить к высокому уровню ультрафиолетового излучения, которое может привести к пагубному воздействию на здоровье людей и поражению морских организмов и растений.

Растительный планктон формирует основу водяной питательной среды. Установлено, что в результате воздействия ультрафиолетового излучения уменьшается степень выживания этих организмов.

ГХФУ широко использовались с 1950 г. как хладагенты, аэрозоли в сжатом виде, растворители, пенообразующие вещества и изоляционный материал. На морском флоте ГХФУ используются на рефрижераторных судах, на контейнеровозах, в контейнерах, в системах кондиционирования воздуха жилых и служебных помещений и охлаждения продовольственных кладовых.

ГХФУ – класс веществ, используемых для замены ХФУ. Они содержат хлор и, таким образом, разрушают озон стратосферы, но в значительно меньшей мере, чем ХФУ.

Галоны используются как огнетушащие вещества. Производство галона в США остановлено, начиная с 1994 г., поскольку эти газы вызывают разрушение озонового слоя. Галоны представляют собой большую опасность, чем ХФУ и ГХФУ, поскольку содержат бром, который во много раз более эффективен в разрушении озона, чем хлор.

За исключением случаев, указанных в правиле 3 Приложения VI к МК МАРПОЛ 73/78 (для целей безопасности судна или сохранения жизни на море или при повреждении судна) любые, так называемые преднамеренные выбросы озоноразрушающих веществ запрещены. Преднамеренные выбросы включают в себя выбросы, совершающиеся в процессе обслуживания и ремонта или демонтажа систем или оборудования. Преднамеренные выбросы не включают в себя минимальные утечки, связанные с возвратом или рециркуляцией озоноразрушающих веществ.

В соответствии с правилом 12 Приложения VI к МК МАРПОЛ 73/78 установки, содержащие озоноразрушающие вещества, не являющиеся ГХФУ, запрещены:

на судах, построенных 19 мая 2005 г. или после этой даты, или

на судах, построенных до 19 мая 2005 г., договорная или фактическая поставка оборудования на которые осуществляется 19 мая 2005 г. или после этой даты.

Существующее оборудование может, тем не менее, быть при необходимости перезаряжено. При эксплуатации не допускается никаких озоноразрушающих выбросов. В случае, когда такие газы должны быть сброшены, должны быть обеспечены соответствующие приемные устройства при ремонте судов или сдаче судов на лом.

В то же время, установки, содержащие ГХФУ, запрещены:

на судах, построенных 1 января 2020 г. или после этой даты, или

на судах, построенных до 1 января 2020 г., договорная или фактическая поставка оборудования на которые осуществляется 1 января 2020 г. или после этой даты.

В связи с вышеуказанными ограничениями галонов представляется перспективным применение аммиачных холодильных машин. Аммиак не разрушает озонового слоя Земли и не способствует глобальному потеплению. Однако следует учитывать, что аммиак токсичен, пожаро- и взрывоопасен. Любая авария с аммиаком ведет к серьезным последствиям.

В настоящее время РС одобрены ряд систем объемного пожаротушения, основанных на новых принципах, которые могут выступать

в качестве альтернативы галоновым. Это противопожарные системы, использующие тонкораспыленную воду и огнетушащий аэрозоль.

При погрузке сырой нефти на танкерах эффект разбрызгивания в сочетании с инертным газом способствует испарению легких фракций, в частности, метана, этана, пропана, бутана и других углеводородов. Образуются так называемые летучие органические соединения (ЛОС) – смесь углеводородов и инертного газа, которая представляет собой реальную угрозу окружающей среде.

В соответствии с правилом 15 Приложения VI к МК МАРПОЛ 73/78 на нефтяных танкерах требуется система сбора паров при грузовых операциях в портах и терминалах, находящихся под юрисдикцией стран – сторон Приложения VI к МК МАРПОЛ 73/78, которые продекларировали такие порты как подлежащие контролю по выбросам ЛОС. Такие системы должны быть одобрены Морскими Администрациями на основании Стандартов по системам выдачи паров груза (MSC/Circ.585 [10]), и других стандартов для систем контроля выбросов паров.

Одно из требований этих Стандартов [10] – наличие стационарного трубопровода для сбора паров химовоза или танкера с соединительным патрубком как можно ближе к грузовой магистрали.

В соответствии с положениями Руководства [7] каждое судно должно иметь установку для сбора и уничтожения (сжигания) мусора и производственных отходов, загрязненных нефтепродуктами (отходы сепарации и фильтрации топлива, масла и т. д.), или емкость для хранения таких отходов, вместимость которой достаточна для автономного плавания судна в течение 30 суток.

В соответствии с Приложением VI к МК МАРПОЛ 73/78 после 19 мая 2005 г. инсинераторы мощностью до 1500 кВт, установленные на судах с договорной датой поставки на судно 1 января 2000 г. или после указанной даты, должны быть изготовлены в соответствии с требованиями Резолюции MEPC.76(40) [9]. Инсинераторы, установленные на судах с договорной датой поставки до 1 января 2000 г., могут иметь типовое одобрения в соответствии с требованиями предыдущих Резолюций ИМО.

Многие виды бактерий, растений и животных могут сохранять жизнеспособность в водяном балласте и осадках, перевозимых на судах. Последующий сброс водяного балласта или осадков в воды арктических районов может привести к появлению вредных водных и патогенных организмов, представляющих угрозу для морской среды.

Как известно, Международная конвенция о контроле судовых балластных вод и осадков и управлении ими, 2004 г. (далее – Кон-

венция BWM) [1] вступит в силу через 12 месяцев после того, как не менее 30 государств, торговые суда которых имеют суммарно не менее 35 % валовой вместимости мирового торгового флота, станут ее сторонами. На данный момент сторонами Конвенции BMW являются 30 государств, общая валовая вместимость торговых судов которых составляет 26,44 % валовой вместимости мирового торгового флота.

С целью предотвращения внесения нежелательных видов биологических организмов в существующие экосистемы Конвенция BWM предписывает наличие на судах специальных одобренных систем для обработки судовых балластных вод (с механическим, химическим или биологическим способом обработки и т. п.), обеспечивающих требуемую минимальную концентрацию жизнеспособных нежелательных организмов и микробов в сбрасываемой балластной воде в соответствии с вышеуказанным стандартом.

В соответствии с правилом B-3.3 Конвенции BMW в первую очередь наличие таких систем потребуется на судах, построенных (киль которых был заложен) в 2009 г., с объемом балластных вод менее 5000 м^3.

Для обеспечения «плавного» и бесконфликтного процесса реализации требований Конвенции BWM на судах, построенных до 2009 г., в качестве временной меры, действующей до 2014 г. для судов с объемом балластных вод более 1500 м^3, но менее 5000 м^3 и до 2016 г. для судов с объемом балластных вод менее 1500 м^3 или более 5000 м^3, может производиться только замена судовых балластных вод с соблюдением требований стандарта D-1 в определенных Конвенцией BMW открытых морских районах.

Наиболее трудоемкими и дорогостоящими проектами установки одобренных систем обработки балластной воды будут проекты модификаций судовых балластных систем на существующих судах.

При установке такой системы на существующем судне необходимо будет выполнить следующее:

определить достаточность судового пространства для размещения системы и ее трубопроводов;

определить достаточность мощности судовой электростанции;

проверить обеспечение балластными насосами необходимого напора вследствие потери давления в системе обработки балластных вод;

оценить возможность дооборудования судна указанной системой при специфических особенностях конструкции существующей балластной системы (например, балластные насосы расположены в разных помещениях, несколько выпускных отверстий, грузовой танк используется как балластный танк и пр.).

Судовладельцы при выборе технологии обработки балластных вод могут столкнуться с большими проблемами, связанными с размещением установок обработки балластных вод.

Как выход, при недостатке места на судне могут быть рассмотрены варианты размещения установки обработки балласта на палубе в контейнерном виде или, например, в грузовом танке судна с установкой дополнительной переборки, что при этом сократит грузовместимость судна и будет связано с необходимостью выполнения требований РС, предъявляемых к ее конструкции.

Всех этих проблем можно избежать, предусмотрев установку системы обработки балластных вод при проектировании судна. По информации фирм-изготовителей, имеющих многолетний опыт по установке таких систем на судах, продолжительность работ по проектированию и установке систем обработки балластных вод на существующих судах составляет примерно 9 месяцев, стоимость этих работ составляет примерно 100 % от стоимости самой системы, в то время как при строительстве судна эта стоимость составляет примерно 20 % от стоимости системы.

Учитывая вышесказанное о применении правила B-3.3 Конвенции BWM и принимая во внимание то, что оснастить все суда необходимым оборудованием по обработке балластных вод в короткие сроки будет очень сложно, РС рекомендует судовладельцам и судостроительным заводам уже сейчас произвести оценку выполнения требований Конвенции BMW на судах, находящихся в постройке и в эксплуатации, на основании чего произвести выбор одобренной системы обработки балластной воды и разработать соответствующую техническую документацию с привлечением признанных организаций.

На судах, классифицируемых для навигации во льдах, или где имеется риск замерзания балластной воды, балластные танки должны быть обеспечены средствами для предотвращения замерзания воды в балластных танках. Для судов арктического плавания выполнение этого требования становится особо актуальным.

Список литературы

1. Международная конвенция о контроле судовых балластных вод и осадков и управлении ими 2004 года. – СПб. : ЗАО «ЦНИИМФ», 2005. – 120 с.

2. Пересмотренное руководство и технические требования по оборудованию для предотвращения загрязнения из льял машинных помещений судов. Резолю-

ция MEPC.107(49). Принята 18 июля 2003 года. URL: http://www.rise.odessa.ua/texts/MEPC.107_49.php3 (дата обращения: 26.10. 2011).

3. Правила классификации и постройки морских судов. – СПб. : Российский морской регистр судоходства, 2011.

4. Правила плавания по трассам Северного морского пути Правила плавания по трассам Северного морского пути // Извещения мореплавателям. – ГУНиО МО РФ, 13.07.1991. – № 29.

5. Правила предотвращения загрязнения атмосферы с судов : Приложение VI к Международной конвенции по предотвращению загрязнения с судов 1973 года, измененной Протоколом 1978 года к ней. – СПб. : ЗАО «ЦНИИМФ», 2008. – 94 с.

6. Резолюция MEPC.184(59). Руководство 2009 по системам очистки отработавших газов // Бюллетень № 12 изменений и дополнений к Конвенции МАРПОЛ 73/78 и резолюций Комитета ИМО по защите морской среды от загрязнения с судов. – СПб. : ЗАО «ЦНИИМФ», 2011. – 260 с.

7. Руководство для сквозного плавания судов по Северному морскому пути. – СПб. : ГУНиО МО РФ, 1995. – 415 с.

8. Revised Guidelines on Implementation of Effluent Standards and Performance Tests for Sewage Treatment Plant. Resolution MEPC.159(55), adopted on 13 October 2006. URL: http://www.imo.org/OurWork/Environment/PollutionPrevention/Sewage/Documents/Resolution%20MEPC.159-55.pdf (дата обращения: 31.10.2011).

9. Standard Specification for Shipboard Incinerators. Resolution MEPC.76(40), adopted on 25 September 1997. URL: http://www.imo.org/ourwork/environment/pollutionprevention/garbage/documents/76(40).pdf (дата обращения: 26.10. 2011).

10. Standards for Vapour Emission Control. MSC/Circ.585, 16 April 1992. URL: http://www.transportstyrelsen.se/Global/Sjofart/Dokument/IMO_dokument/MSC/MSC_Circ_585.pdf (дата обращения: 26.10. 2011).

УДК 622.24.002.54 – 036

РАЗРАБОТКА ТРЕБОВАНИЙ К КОНСТРУКЦИИ И ПРОЧНОСТИ ДОБЫЧНЫХ РАЙЗЕРОВ ИЗ ПОЛИМЕРНЫХ КОМПОЗИЦИОННЫХ МАТЕРИАЛОВ

А.М. Дмитриева, *ФГУП «ЦНИИ им. акад. А.Н. Крылова»*
О.Я. Тимофеев, *д-р техн. наук, проф., ФГУП «ЦНИИ им. акад. А.Н. Крылова»*
Б.А. Ярцев, *д-р техн. наук, ФГУП «ЦНИИ им. акад. А.Н. Крылова»*
А.С. Авдонкин, *ФГУ «Российский морской регистр судоходства»*
С.В. Балагура, *ФГУ «Российский морской регистр судоходства»*
Л.В. Паршина, *канд. техн. наук, доцент, ИНЖЭКОН*

Ключевые слова: *обустройство шельфовых месторождений, добычный райзер, полимерные композиционные материалы*

Добычный райзер, как элемент подводного обустройства шельфовых месторождений углеводородов, появился в Северном море и в Мексиканском заливе в начале 70-х годов XX века [33]. Первые райзеры изготавливались из стали. Однако выявленные в процессе эксплуатации недостатки стальных райзеров, к которым в первую очередь следует отнести их высокую массу, инициировали проведение исследований по поиску новых материалов и конструктивно-технологических решений. Результатом этих исследований стало появление новых классов райзеров – титановых, гибких металлополимерных и композитных [11, 24], положительно отличающихся от традиционных стальных райзеров пониженной массой и повышенной деформативностью.

Первая попытка создания добычного райзера из полимерных композиционных материалов (ПКМ), относящаяся к 80-м гг. минувшего века, была предпринята специалистами Institute Francias du Petrole (IFP) и Aerospatiale of France (Франция). Результатом работы

стал райзер сборной конструкции, эксплуатирующийся при глубине моря L = 500 – 1000 м, образованный совокупностью соединяемых по концам секций. Каждая секция, состоящая из внутреннего и внешнего лейнеров, а также композитной силовой оболочки, имела длину $L_0 \approx 15$ м, внутренний диаметр $D_в$ = 228 мм и толщину стенки трубы h = 18 мм. Внутренний и внешний лейнеры изготавливались из синтетического эластомера, а силовая оболочка – из гибридного ПКМ, формируемого методом мокрой намотки слоями углеродных ($\varphi = \pm 20°$) и стеклянных ($\varphi = 90°$) волокон. Средняя погонная плотность трубы райзера, включая массу узлов соединения, ρ_{line} = 44,7 кг/м, а средняя величина усилия натяжения N_x = 734 кН (при L = 1000 м). В процессе выполнения работы было экспериментально установлено трехкратное повышение циклической долговечности композитного райзера по сравнению со стальным райзером. Следующий шаг в развитии райзеров из ПКМ связан с двумя проектами, выполненными в National Institute of Standards and Technology (NIST) (США) в середине 90-х годов XX века в рамках Advanced Technology Program (ATP). Проекты были направлены на разработку добычного (L = 900 – 1500 м) [15, 16, 18, 20, 21, 29] и бурового [12, 13, 14] композитных райзеров. Основное отличие предложенной NIST/ATP конструкции силовой оболочки от конструкции IFP/Aerospatiale заключалось во введении в состав ее тангенциального армирования ($\varphi = 90°$) дополнительных слоев углеродных волокон, повлекшим за собой снижение средней погонной плотности трубы райзера до ρ_{line} = 40,2 кг/м.

В настоящее время существует ряд патентов на конструкцию [11, 24, 28, 30] и технологию изготовления [31] райзеров из ПКМ. Также определены типы добычных платформ, для которых наиболее целесообразно использование композитных райзеров: TLP и SPAR (рис. 1). Кроме того, ведущими мировыми классификационными обществами (Det Norske Veritas, American Bureau of Shipping) разработан большой объем нормативной документации по классификации и постройке райзеров [19, 22, 23, 25 – 27], в том числе и композитных [22, 27]. В отечественных нормах указанная тематика должного освещения не получила [7].

В данной работе предпринята попытка установления преимуществ композитных райзеров по отношению к металлическим прототипам путем проведения сравнительного анализа их основных характеристик.

Основным требованием к райзеру, вытекающим из его функционального назначения – транспортировки жидкости/газа от подводной

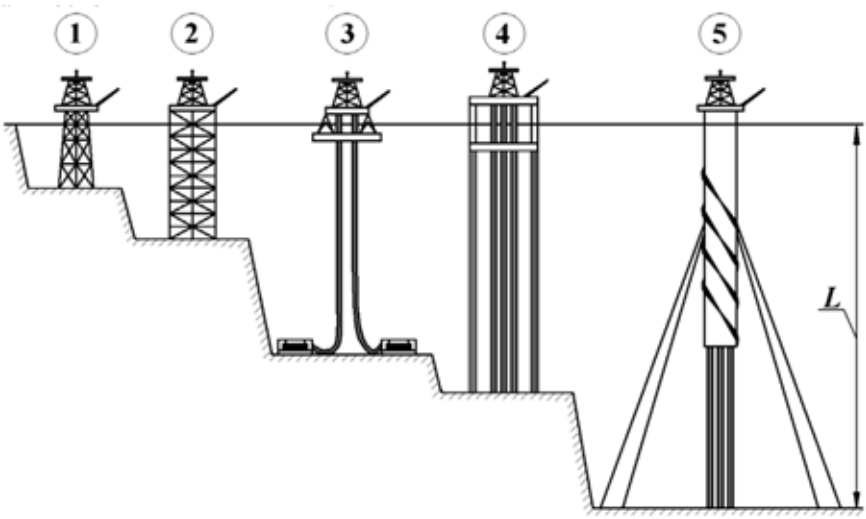


Рис. 1
Конструктивная схема основных типов стационарных и плавучих платформ:
1 – стационарная платформа (*L* = 500 м); *2* – податливая платформа (*L* = 500 – 900 м);
3 – плавучая технологическая платформа (*L* = 1000 – 1800 м); *4* – платформа
на натяжных связях (TLP) (*L* = 1000 – 2100 м); *5* – SPAR (*L* = 600 – 3000 м)

устьевой арматуры к плавучей платформе, является обеспечение герметичности на протяжении полного жизненного цикла конструкции. Это требование можно разделить на два подтребования: обеспечение прочности и обеспечение сплошности райзера в условиях воздействия внутреннего/внешнего давления. Поэтому труба композитного райзера содержит, как минимум, два основных элемента: силовую оболочку из ПКМ, воспринимающую внутреннее/внешнее давление, и внутренний герметизирующий лейнер из коррозионно- и износостойких материалов (рис. 2).

Нагрузки, действующие на добычный райзер, подразделяются на следующие виды:

давление на стенку райзера, вызванное суммарным действием внутреннего давления перекачиваемой среды p_i и наружным гидростатическим давлением морской воды p_e;

поперечная нагрузка, порождаемая стационарными морскими течениями, скорость и направление которых стратифицировано по глубине q_c;

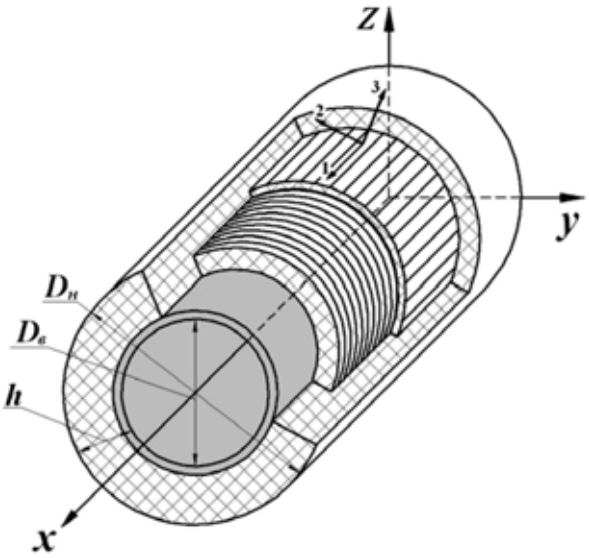


Рис. 2
Состав трубы райзера

поперечная нагрузка, порождаемая волновым движением частиц жидкости q_w;

температурные нагрузки, вызванные разностью температуры транспортируемой среды в начальной и конечной точках райзера q_T;

силы тяжести всех элементов райзера q_G;

силы поддержания (силы Архимеда) всех элементов райзера q_A;

реакции связей в узлах присоединения райзера к подводному оборудованию и плавучей платформе, порождаемые линейными и угловыми перемещениями последней R_i.

Поскольку в настоящей работе не определена конкретная акватория эксплуатации райзера, то поперечная нагрузка, порождаемая волновым и стационарным движением частиц жидкости, и реакции связей в узлах присоединения райзера, порождаемые линейными и угловыми перемещениями плавучей платформы, не могут быть определены и далее не учитываются. При выполнении расчетов напряженно-деформированного состояния, прочности и устойчивости райзера учитываются только внутреннее и внешнее давления, силы тяжести и поддержания, а также натяжение райзера, создаваемое устройством

натяжения. Тогда распределение вертикальной погонной нагрузки по длине райзера (рис. 3) представляется зависимостью

$$q(x) = (q_{Gc.т.} + q_{Gт.с.} + q_{Gy.c.} + q_{Gб.п.} - q_A - q_{Аб.п.}) \cdot (L - x),$$

где $q_{Gc.т.} = \dfrac{\pi (D_н^2 - D_в^2)}{4} \cdot \rho_{ПКМ} \cdot g$ – интенсивность погонной силы тяжести трубы райзера;

$q_{Gт.с.} = \dfrac{\pi D_в^2}{4} \cdot \rho_{т.с.} \cdot g$ – интенсивность погонной силы тяжести транспортируемой среды;

$q_{Gy.c.} = \dfrac{\sum_{i=1}^{n} m_i g}{L}$ – интенсивность эффективной погонной силы тяжести узлов соединения секций трубы райзера;

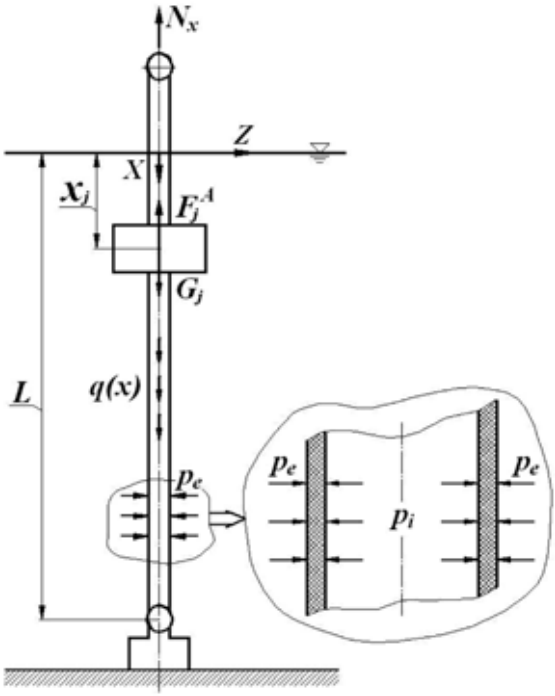


Рис. 3
Основные расчетные нагрузки, приложенные к райзеру

$q_{Гб.л.} = \frac{\sum_{j=1}^{m} m_j g}{L}$ – интенсивность эффективной погонной силы тяжести узлов блоков плавучести, установленных на трубе райзера;

$q_A = \rho_w \cdot g \cdot \frac{\pi D_н^2}{4}$ – интенсивность погонной силы поддержания трубы райзера;

$q_{Аб.л.} = \frac{\sum_{j=1}^{m} F_j^A}{L}$ – интенсивность эффективной погонной силы поддержания блоков плавучести, установленных на трубе райзера;

$D_н$ – наружный диаметр секции трубы райзера;
$D_в$ – внутренний диаметр секции трубы райзера;
$\rho_{ПКМ}$ – плотность материала секции трубы райзера;
$\rho_{т.с.}$ – плотность транспортируемой среды;
ρ_w – плотность морской воды;
g – ускорение свободного падения;
m_i – масса i-го узла соединения секций трубы райзера;
m_j – масса j-го блока плавучести, установленного на трубе райзера;
F_j^A – сила поддержания (сила Архимеда) j-го блока плавучести, установленного на трубе райзера;
m – число блоков плавучести, установленных на трубе райзера;
n – число узлов соединения секций трубы райзера;
L – длина трубы райзера.

Распределение внутреннего давления p_i по длине райзера описывается уравнением Бернулли

$$p_{i\max} + \rho_{т.с.} \cdot g \cdot (L - x) + \frac{\rho_{т.с.} \cdot v^2}{2} = \text{const},$$

где $p_{i\max}$ – максимальное статическое давление перекачиваемой среды в устье скважины;

$\frac{\rho_{т.с.} \cdot v^2}{2}$ – скоростной напор (динамическое давление) перекачиваемой среды.

Распределение внешнего давления p_e по длине райзера определяется по формуле

$$p_e = \rho_w \cdot g \cdot x,$$

из которой следует, что при осушении райзера максимальное значение внешнего давления p_e достигается при $x = L$, т. е. в узле присоединения к устьевому оборудованию.

Материалы, используемые в конструкции трубы райзера из ПКМ, относятся к двум основным группам: полимеры (армированные и неармированные) и металлы.

Для создания основного элемента трубы райзера, воспринимающего нагрузки – силовой оболочки, чаще всего применяются эпоксидные полимеры, армированные стеклянными или углеродными волокнами. Углеродные волокна характеризуются высокими величинами упругих характеристик и прочности, а также непревзойденными показателями усталостной долговечности. В настоящее время существуют два типа углеродных волокон: высокомодульные и высокопрочные. Причем последние получили наибольшее распространение в композитных конструкциях, поскольку положительно отличаются от высокомодульных волокон более высокой величиной предельного относительного удлинения ($\varepsilon_{max} \geq 0{,}02$) и, следовательно, более высокими значениями удельной ударной вязкости. Однако отечественная промышленность до сих пор не освоила выпуск высокопрочных углеродных волокон и к настоящему времени производит только высокомодульные волокна. Учитывая, что райзер из ПКМ является конструкцией, работающей в условиях динамического (в том числе и ударного) нагружения, одним из важнейших требований к материалу силовой оболочки является повышенная величина ударной вязкости, прямо зависящая от величины предельного относительного удлинения ε_{max}. Поэтому при использовании отечественных армирующих материалов предпочтение следует отдать стеклянным волокнам.

Таблица 1

Физико-механические характеристики материалов

Характеристика, размерность	Материал		
	Стеклопластик РВМНП-10-1200-14 / ЭДТ-10	Сталь (класс прочности Х65)	Титановый сплав Ti-3-2,5
1	2	3	4
Плотность, кг/м^3	2000	7800	4480
Модули упругости, ГПа: в осевом направлении E_{11} в тангенциальном направлении E_{22}	30,0 30,0	206	107
Модуль сдвига в плоскости армирования G_{12}, ГПа	6,0	79	41
Коэффициент Пуассона ν_{12}	0,2	0,3	0,3

Продолжение табл. 1

1	2	3	4
Предел прочности при растяжении, МПа: в осевом направлении σ_{11}^{+} в тангенциальном направлении σ_{22}^{+}	 700 700	517	620
Предел прочности при сжатии, МПа: в осевом направлении σ_{11}^{-} в тангенциальном направлении σ_{22}^{-}	 500 500	517	620
Предел прочности при сдвиге в плоскости армирования σ_{12}, МПа	150	238	279
Условный предел текучести $\sigma_{0,2}$, МПа	–	413	483
Коэффициенты линейного температурного расширения, 1/град в тангенциальном направлении α_2 в радиальном направлении α_3	 $6{,}3 \cdot 10^{-6}$ $32{,}4 \cdot 10^{-6}$	$11 \cdot 10^{-6}$	$8{,}5 \cdot 10^{-6}$

Стеклянные волокна отличаются от углеродных более низкими величинами упругих и прочностных характеристик. Тем не менее, они более экономичны и обеспечивают прекрасное сопротивление ударному воздействию. В табл. 1 приведены значения основных физико-механических характеристик стеклопластика структуры армирования 1:1, изготовленного на основе ровинга РВМНП-10-1200-14 и эпоксидной смолы ЭДТ-10, получившего широкое распространение при производстве конструкций из ПКМ методом мокрой намотки. В табл. 1 наряду со свойствами стеклопластика РВМНП-10-1200-14 / ЭДТ-10 приведены свойства стали Х65 и титанового сплава Ti-3-2,5, применяемых при создании труб стальных и титановых райзеров, а также узлов соединения секций райзеров из ПКМ [23, 26].

Для изготовления основного герметизирующего элемента райзера – внутреннего лейнера, применяются коррозионно-стойкие материалы (нержавеющие стали, титановые сплавы, термопластичные полимеры), одновременно обладающие повышенной стойкостью к абразивному истиранию.

Диссипативно-жесткостные характеристики относятся к основным показателям эффективности такой динамической системы, как райзер, колебания которого возбуждаются волновым движением частиц жидкости и срывом вихрей с поверхности трубы. Результатом вихревого

возбуждения является возникновение интенсивных колебаний райзера поперек потока при скоростях, находящихся в определенных интервалах. Внутри каждого из этих интервалов существует критическая скорость, для которой частота срыва вихрей Бенара-Кармана, определяемая числом Струхаля, равна собственной частоте колебаний райзера. При скоростях потока, близких к критическим, возникает явление захвата. В области захвата частота срыва вихрей постоянна, а не является линейной функцией скорости потока. Это явление имеет автоколебательный характер и вызвано гидродинамической неустойчивостью цилиндра, когда гидродинамическое демпфирование становится отрицательным и превышает потери энергии вследствие конструкционного демпфирования в райзере. Следовательно, задача повышения внутреннего трения в райзере приобретает особую актуальность.

Сравнительная оценка диссипативно-жесткостных характеристик райзеров из ПКМ, стали и титанового сплава проводилась на основе модели затухающих колебаний тонкостенных стержней [8, 9], позволяющей вычислять вещественные и мнимые части комплексных продольной ($C_L = C'_L + i \cdot C''_L$), изгибной ($C_B = C'_B + i \cdot C''_B$) и крутильной ($C_T = C'_T + i \cdot C''_T$) жесткостей трубы райзера

$$C_L = C'_L + i \cdot C''_L = 2\pi R_0 (A'_{11} + i \cdot A''_{11});$$

$$C_B = C'_B + i \cdot C''_B = \pi R_0 [(A'_{11} R_0^2 + 2 B'_{11} R_0 + D'_{11}) + i \cdot (A''_{11} R_0^2 + 2 B''_{11} R_0 + D''_{11})];$$

$$C_T = C'_T + i \cdot C''_T = 2\pi R_0 [(A'_{66} R_0^2 + 2 B'_{66} R_0 + D'_{66}) + i \cdot (A''_{66} R_0^2 + 2 B''_{66} R_0 + D''_{66})],$$

где $A_{ii} = \sum_{k=1}^{p} (q_{ii})_k (n_k - n_{k-1})$;

$B_{ii} = 1/2 \sum_{k=1}^{p} (q_{ii})_k (n_k^2 - n_{k-1}^2)$;

$D_{ii} = 1/3 \sum_{k=1}^{p} (q_{ii})_k (n_k^3 - n_{k-1}^3)$;

R_0 – радиус срединной поверхности трубы райзера;

p – число слоев в стенке трубы райзера;

n_k – координаты границ слоев ($-h/2 = n_0 < n_1 < \ldots < n_p = h/2$);

h – толщина стенки трубы райзера;

$q_{11} = Q_{11} - \dfrac{Q_{12}^2}{Q_{22}}$;

$q_{66} = Q_{66}$;

$i = 1,6$.

Комплексные элементы матрицы жесткости слоя ПКМ $Q_{ij} = Q'_{ij} + i \cdot Q''_{ij} = Q'_{ij}(1 + i \cdot \eta_{ij})$ определяются приближенными зависимостями

$$Q_{11} = E_{11} / (1 - v_{12} \cdot v_{21});$$
$$Q_{22} = E_{22} / (1 - v_{12} \cdot v_{21});$$
$$Q_{66} = G_{12};$$
$$Q_{12} = Q_{21} = v_{21} \cdot E_{11} / (1 - v_{12} \cdot v_{21}) = v_{12} \cdot E_{22} / (1 - v_{12} \cdot v_{21}),$$

где E_{11}, E_{22} – комплексные модули упругости слоя ПКМ вдоль и поперек направления армирующих волокон;
G_{12} – комплексный модуль сдвига слоя ПКМ в плоскости армирования;
v_{12}, v_{21} – коэффициенты Пуассона слоя ПКМ в плоскости армирования.

Вещественные части комплексных жесткостей являются соответствующими упругими жесткостями трубы райзера

$$C'_L = 2\pi R_0 A'_{11};$$

$$C'_B = \pi R_0 (A'_{11} R_0^2 + 2 B'_{11} R_0 + D'_{11});$$

$$C'_T = 2\pi R_0 (A'_{66} R_0^2 + 2 B'_{66} R_0 + D'_{66}),$$

а отношения мнимых частей комплексных жесткостей к их вещественным частям определяют коэффициенты механических потерь при продольных η_L, поперечных η_B и крутильных η_T модах колебаний трубы райзера

$$\eta_L = \frac{C''_L}{C'_L};$$

$$\eta_B = \frac{C''_B}{C'_B};$$

$$\eta_T = \frac{C''_T}{C'_T}.$$

Исследование влияния материала райзера на величины его диссипативно-жесткостных характеристик выполнялось на примере двух вариантов трубы, отличающихся величиной внутреннего диаметра $D_в$ = 150 мм и $D_в$ = 600 мм, изготовленных из ПКМ, стали и титанового сплава. Для удобства сравнения полученные значения продольной C_L, изгибной C_B и крутильной C_T жесткостей, а также соответствующих

им коэффициентов механических потерь η_L, η_B, η_T представлены в относительных величинах на рис. 4 – 9. Нормирование осуществлялось путем отнесения величины жесткости/коэффициента механических потерь, определенной для трубы райзера из ПКМ или титанового сплава, к соответствующей величине жесткости/коэффициента механических потерь, определенной для трубы стального райзера: C_L / C_{LSt}, C_B / C_{BSt}, C_T / C_{TSt}, $\eta_{L\text{ПКМ}} / \eta_{LSt}$, $\eta_{B\text{ПКМ}} / \eta_{BSt}$, $\eta_{T\text{ПКМ}} / \eta_{TSt}$. На рис. 4, 6, 8 кри-

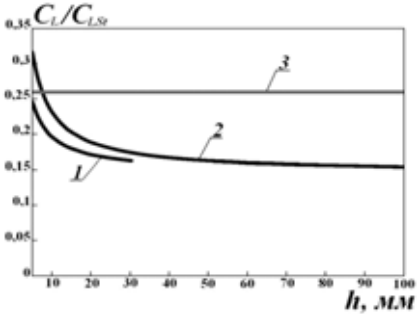


Рис. 4
Зависимость нормированной
продольной жесткости
от толщины стенки трубы райзера
из ПКМ и титанового сплава

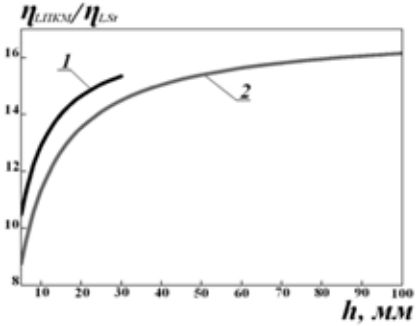


Рис. 5
Зависимость нормированного
коэффициента механических потерь
при продольных колебаниях райзера
из ПКМ от толщины стенки трубы

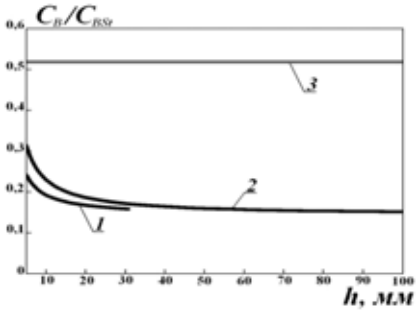


Рис. 6
Зависимость нормированной
изгибной жесткости от толщины
стенки трубы райзера из ПКМ
и титанового сплава

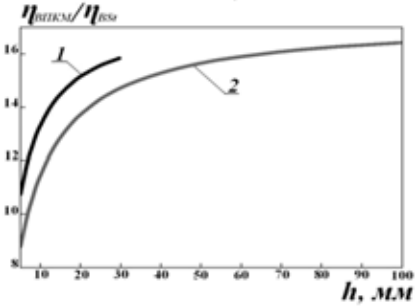


Рис. 7
Зависимость нормированного
коэффициента механических потерь
при изгибных колебаниях райзера
из ПКМ от толщины стенки трубы

вые 1 и 2 характеризуют нормированные жесткости райзера из ПКМ при $D_в$ = 150 мм и $D_в$ = 600 мм соответственно, а кривые 3 – нормированные жесткости райзера из титанового сплава ($D_в$ = 150, 600 мм). Кривая 1 на рис. 5, 7, 9 демонстрирует изменение нормированного коэффициента механических потерь трубы композитного райзера $D_в$ = 150 мм в зависимости от толщины стенки h, а кривая 2 – изменение той же величины для композитного райзера $D_в$ = 600 мм.

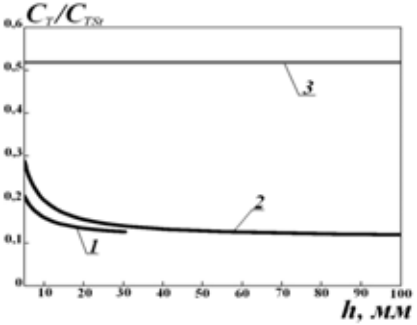


Рис. 8
Зависимость нормированной крутильной жесткости от толщины стенки трубы райзера из ПКМ и титанового сплава

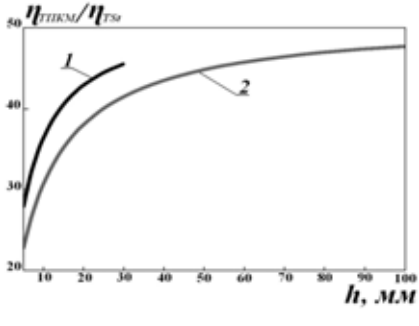


Рис. 9
Зависимость нормированного коэффициента механических потерь при крутильных колебаниях райзера из ПКМ от толщины стенки трубы

Анализ приведенных зависимостей позволяет заключить, что увеличение толщины стенки трубы райзера из титанового сплава не оказывает влияния на нормированные величины продольной, изгибной и крутильной жесткостей, в то время как для райзеров из ПКМ аналогичная операция сопровождается понижением нормированных величин всех жесткостей (C_L / C_{LSt}, C_B / C_{BSt}, C_T / C_{TSt}) при одновременном повышении значений коэффициентов механических потерь для всех форм колебаний райзера.

Предельное состояние райзера представляется поверхностью в пространстве, независимыми переменными которого являются внутреннее p_i / внешнее p_e давление, сила натяжения райзера N_x и крутящий момент M_T. Предельная поверхность строится путем соединения точек (видов нагружения), получаемых из локально-

го анализа процесса развития повреждений для каждого вида нагружения. В соответствии с рекомендациями [27] при построении предельной поверхности райзера из ПКМ вклад лейнера в несущую способность трубы райзера при выполнении расчетов ее напряженно-деформированного состояния, прочности и устойчивости не учитывался.

Предельное внутреннее давление в трубе райзера (точка 1) определялось из условия ее прочности в кольцевом направлении

$$p_i^{\max} = \frac{\Pi_{22}^{+} \cdot h}{R_0},$$

где Π_{22}^{+} – предел прочности при растяжении материала трубы райзера в кольцевом (тангенциальном) направлении. Для стали и титанового сплава $\Pi_{22}^{+} = \sigma_{0,2}$, а для ПКМ $\Pi_{22}^{+} = \sigma_{22}^{+}$;

h – толщина стенки трубы райзера.

Помимо внутреннего давления p_i к трубе райзера приложена сила натяжения N_x, порождающая осевые напряжения σ_{11}. По известному пределу прочности при растяжении материала трубы в осевом направлении Π_{11}^{+} легко определяются координаты точки 2 предельной поверхности, соответствующей максимальной величине силы натяжения N_x при действии предельного внутреннего давления $p_i^{\max}$

$$p = p_i^{\max};$$

$$N_x = \pi R_0 \, (2 h \Pi_{11}^{+} - R_0 p_i),$$

а также координаты точки 3, определяющей предельную величину силы натяжения N_x без учета влияния внутреннего давления ($p_i = 0$)

$$N_x^{\max} = 2 \pi R_0 h \Pi_{11}^{+}.$$

При нагружении трубы райзера внешним давлением p_e величина критического давления упругой потери устойчивости p_{cr} и величина допускаемого по условию устойчивости давления $\widehat{p}_{buckling}$ (точка 5) вычисляются по формуле [3]

$$p_e^{\max} = \widehat{p}_{buckling} = k_p p_{cr} = \frac{3 k_p \, (D_{22} - B_{22}^2 / A_{22})}{R_0^3}.$$

Понижающий коэффициент $k_p = 0{,}75$ учитывает влияние геометрических несовершенств. Поскольку стенка трубы симметрична относительно срединной поверхности, то $B_{22} = 0$ и последнее соотношение принимает вид

$$p_e^{\max} = \widehat{p}_{buckling} = k_p p_{cr} = \frac{3 k_p D_{22}}{R_0^3}.$$

Предполагая, что сила натяжения N_x не оказывает влияния на величину критического давления упругой потери устойчивости p_{cr} и, следовательно, на значение $p_e^{\max}$, определим координаты точки 4, соответствующей комбинированному воздействию максимального внешнего давления и максимальной силы натяжения

$$p = p_e^{\max};$$

$$N_x = N_x^{\max}.$$

Если к трубе райзера приложен крутящий момент, то его предельная величина (точки 1′ – 5′) определяется зависимостью

$$M_T^{\max} = 2\pi R_0 h \Pi_{12},$$

где Π_{12} – предел прочности при сдвиге материала трубы райзера. Для стали и титанового сплава $\Pi_{12} = 1/\sqrt{3}\,\sigma_{0,2}$, для ПКМ $\Pi_{12} = \sigma_{12}$.

Изложенный алгоритм использован при построении предельных поверхностей труб райзеров, изготовленных из стали Х65, титанового сплава Ti-3-2,5 и стеклопластика РВМНП-10-1200-14 / ЭДТ-10. Вычисления проводились для двух вариантов геометрии трубы райзера: $D_в = 150$ мм и $h = 12$ мм; $D_в = 600$ мм и $h = 50$ мм. Относительные толщины стенки трубы: $h/D_в = 0{,}080$ и $h/D_в = 0{,}083$ соответственно. На рис. 10 – 12 приведены предельные поверхности для труб стального райзера, райзера из титанового сплава и райзера из ПКМ ($D_в = 150$ мм), а на рис. 13 – предельные поверхности труб райзера из ПКМ (1) и титанового сплава (2), нормированные относительно предельной поверхности стального райзера, принятого в качестве базы для сравнения.

Из рассмотрения приведенных предельных поверхностей следует, что использование композитных райзеров с силовой оболочкой из

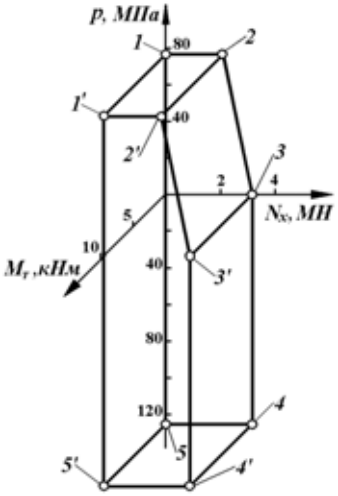


Рис. 10
Предельная поверхность трубы стального райзера $D_в$ = 150 мм

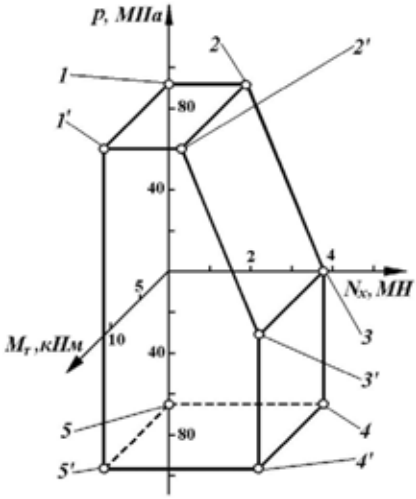


Рис. 11
Предельная поверхность трубы райзера из титанового сплава $D_в$ = 150 мм

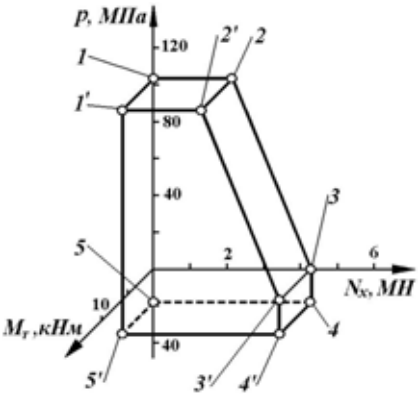


Рис. 12
Предельная поверхность трубы райзера из ПКМ $D_в$ = 150 мм

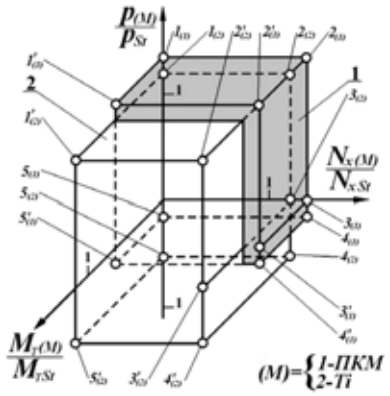


Рис. 13
Предельные поверхности труб райзера из ПКМ (1) и титанового сплава (2) $D_в$ = 150 мм, нормированные относительно предельной поверхности трубы стального райзера

стеклопластика РВМНП-10-1200-14 / ЭДТ-10 позволяет обеспечить 35 %-ное повышение максимального внутреннего давления и силы натяжения по сравнению со стальным прототипом одинаковой геометрии, сопровождающееся снижением критического внешнего давления в 6,9 раза и предельного крутящего момента в 1,6 раза. Указанные величины определяются отношениями упругих и прочностных характеристик стеклопластика и стали: $E_{\text{ПКМ}} / E_{St} = 0{,}145$; $П^{+}_{11ПКМ} / П^{+}_{St} = П^{+}_{22ПКМ} / П^{+}_{St} = 1{,}35$; $П_{12\text{ПКМ}} / П_{12St} = 0{,}63$ и подтверждают известное утверждение о том, что наиболее полно преимущества конструкций из ПКМ проявляются в условиях растяжения. Кроме того, погонная плотность трубы райзера из ПКМ в 3,9 раза меньше погонной плотности стального райзера. Отметим также, что при расчете металлических райзеров кручением пренебрегают [23]. Между тем, предельные поверхности (рис. 13) свидетельствуют о повышенной чувствительности райзеров из ПКМ к сдвигу. Поэтому приложение даже небольших крутящих моментов может приводить к разрушению конструкции. Сопоставление предельных поверхностей райзеров из ПКМ и титанового сплава демонстрирует приблизительно двукратное превосходство последнего при восприятии крутящего момента при практически равных показателях сопротивления разрушению от прочих воздействий.

Сила натяжения N_x является одной из основных характеристик райзера, т. к. определяет мощность и конструкцию системы натяжения. Эта система, устанавливаемая на плавучей платформе, обеспечивает создание и постоянное поддерживание продольной растягивающей силы в трубе райзера для предотвращения стержневой формы потери устойчивости. Актуальность задачи минимизации силы натяжения райзера N_x обусловлена необходимостью [11, 24]:

снижения мощности системы натяжения, сопровождаемой упрощением ее технического обслуживания и ремонта;

уменьшения количества блоков плавучести и, следовательно, улучшения условий обтекания трубы райзера потоком частиц морской воды;

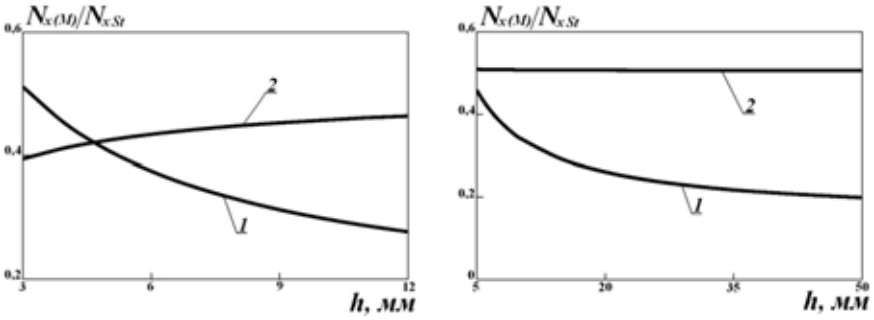
повышения управляемости трубой райзера с плавучей платформы.

Минимальное значение силы натяжения определяется из условия предотвращения появления продольной сжимающей силы в произвольном поперечном сечении по длине райзера при отсутствии блоков плавучести, т. е.

$$N_x = (q_{Gc.т.} + q_{Gт.c.} + q_{Gy.c.} - q_A) \cdot L.$$

В соответствии с последним соотношением были выполнены численные исследования зависимости минимальной силы натяжения райзеров $N_{x(M)}$, изготовленных из стали Х65, титанового сплава Ti-3-2,5 и стеклопластика РВМНП-10-1200-14 / ЭДТ-10, от толщины стенки трубы h. Как и ранее, вычисления проводились для двух вариантов трубы райзера ($D_в$ = 150 мм, 600 мм) в предположении отсутствия блоков плавучести ($F_j^A = 0$, $G_j = 0$, $j \in [1, m]$). При выполнении расчетов считалось, что плотность морской воды составляет величину ρ_w = 1028 кг/м^3, а плотность транспортируемой среды (тяжелой нефти) $\rho_{т.с.}$=1100 кг/м^3.

Расчетные зависимости силы натяжения райзеров из ПКМ (кривая 1) и титанового сплава (кривая 2) от толщины стенки трубы, отнесенные к аналогичной характеристике стального райзера, представлены на рис. 14. Эти зависимости свидетельствуют о различном характере изменения функций $N_{x(M)} / N_{xSt} = N_{x(M)}(h) / N_{xSt}(h)$ для композитного и титанового райзеров. В первом случае относительная сила натяжения $N_{x(ПКМ)} / N_{xSt}$ с ростом толщины стенки трубы h монотонно убывает, а во втором – функция $N_{x(Ti)} / N_{xSt}$ либо растет, либо остается практически неизменной. Следовательно, эффективность по снижению силы натяжения райзеров из ПКМ возрастает по мере увеличения как внутреннего p_i, так и внешнего p_e давления, соответственно определяемых внутрискважинным давлением и глубиной моря в районе подводного месторождения углеводородов.



а) *б*)

Рис. 14
Минимальная сила натяжения трубы райзера из ПКМ (1) и титанового сплава (2), нормированная относительно минимальной силы натяжения трубы стального райзера: *а)* $D_в$ = 150 мм ; *б)* $D_в$ = 600 мм

Композитные райзеры изготавливают из отдельных секций (длиной до 18 м), соединяемых друг с другом различными механическими способами. Компания «Ameron», которая является одним из ведущих мировых производителей стеклопластиковых труб для разработки морских месторождений, предлагает для соединения секций клеевые соединения («квик-лок» (quick-lock), «конус-конус»), фланцы, фитинги. В 2004 г. компанией успешно завершены проекты по разработке и добыче нефти на месторождениях «Barracuda» и «Caratinga» в Бразилии в бассейне реки Кампуш на глубине более 800 м. Работы включали обустройство всех скважин, добычу и хранение нефти на двух плавучих системах «P-43» и «P-48» для добычи, хранения и отгрузки нефти [17].

В [32] рассмотрены вопросы, связанные с проектированием, изготовлением, сертификацией секции (внутренний диаметр $D_в$ = 558,8 мм, длина L_0 = 15 м) композитного райзера для бурения. Механическое соединение композитных труб выполнено с применением концевых фитингов. Поверхность раздела между композитом и металлическим концевым фитингом, называемая metal composite interface (MCI), организована с применением концепции traplock (traplock concept) [32]: концевой фитинг (как и внутренний лейнер) изготавливается из титана с пазами в окружном направлении, и каждый паз заполняется группой слоев в процессе намотки композитной трубы.

Цилиндрические изделия из ПКМ максимальной прочности и жесткости, в том числе трубы райзера, традиционно производятся методом намотки. Первый этап изготовления – намотка полуфабриката со структурой армирования, рассчитанной на основании заданных условий монтажа и эксплуатации конструкции. После завершения намотки в общем случае следуют стадии разогрева, полимеризации при повышенной температуре, охлаждение. Разогрев сопровождается совместным термическим расширением изделия и оправки, уменьшением радиальной жесткости, релаксацией части напряжений, возникающих при намотке. На стадии полимеризации происходит рост радиальной жесткости и прочности, а также химическая усадка связующего. Охлаждение сопровождается совместной термической усадкой изделия и оправки, ростом радиальной прочности и жесткости. После полимеризации образуется монолитная и прочная структура с существенной анизотропией физико-механических свойств. Одним из следствий этого является возникновение в готовом изделии технологических остаточных напряжений.

Основной вклад в величину технологических напряжений вносят напряжения, возникающие на стадии охлаждения. Причина их

возникновения – анизотропия коэффициентов линейного теплового расширения (КЛТР) в радиальном и тангенциальном направлениях $\alpha_3 > \alpha_2$. При традиционной технологии изготовления намоточных изделий напряжения являются растягивающими и наиболее опасными из-за малого сопротивления композита межслойному растяжению [1, 2]. Верхнюю оценку этих напряжений можно получить при решении задачи термоупругости для ортотропного кольца, которое охлаждается в однородном температурном поле, с учетом ряда допущений (материал идеально упругий, отсутствие зависимости упругих и теплофизических свойств от температуры, однородность температурного поля по толщине). Решение имеет вид

$$\bar{\sigma}_3 = \frac{1}{k^2 - 1}\left[1 - \frac{1}{\rho}(Q_1 + Q_2)\right];$$

$$Q_1 = \frac{1 - m^{k+1}}{1 - m^{2k}} m^{k-1} \rho^k;$$

$$Q_2 = \frac{1 - m^{k+1}}{1 - m^{2k}} \frac{1}{\rho^k},$$

где безразмерные параметры $\bar{\sigma}_3$, k, ρ, m определены следующим образом:

$$\bar{\sigma}_3 = \frac{\sigma_3}{E_{22}\Delta\alpha\,\Delta T};$$

$$k^2 = E_{22}/E_{33};$$

$$\rho = r/a;$$

$$m = a/b;$$

$$\Delta\alpha = \alpha_3 - \alpha_2;$$

$$\Delta T = T_н - T_к,$$

где σ_3 – радиальные напряжения;

r – текущее значение радиуса;

E_{22}, α_2, E_{33}, α_3 – модули упругости и КЛТР композита в тангенциальном и радиальном направлениях соответственно;

$T_н$, $T_к$ – начальная и конечная температуры термообработки на этапе охлаждения;

a, b – внутренний и наружный радиусы (рис. 2).

Наибольшие радиальные напряжения $\overline{\sigma}_3^{max}$ действуют в точке с координатой

$$\rho^* = \left(\frac{1}{m^{k-1}} \frac{1 - m^{k-1}}{1 - m^{k+1}} \frac{k+1}{k-1} \right)^{1/2k}.$$

Введение безразмерной координаты $\xi = [(r - a) / (b - a)] = [(\rho - 1) / (1 / (m - 1))]$ $(0 \le \xi \le 1)$ устанавливает местоположение безразмерных максимальных напряжений $\overline{\sigma}_3^{max}$ – интервал [0,45; 0,5]. Представленная на рис. 15 зависимость напряжений $\overline{\sigma}_3^{max}$ от величины параметров k^2 и m показывает, что максимальные радиальные напряжения являются растягивающими, их величина существенно зависит от параметра m и менее существенно от параметра k^2, характеризующего анизотропию упругих свойств композита. Влияние параметра k^2 на величину $\overline{\sigma}_3^{max}$ возрастает с увеличением толщины кольца.

Различие КЛТР силовой оболочки из ПКМ и внутреннего лейнера (нержавеющая сталь ($\alpha_{St} = 11 \cdot 10^{-6}$ 1/град), титановый сплав ($\alpha_{Ti} = 8{,}5 \cdot 10^{-6}$ 1/град), термопласты [32]), который при изготовлении трубы райзера возможно использовать как технологическую оправку, также

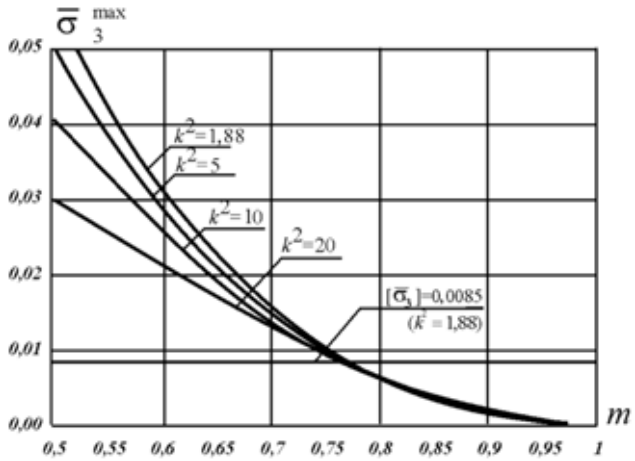


Рис. 15
Зависимость безразмерных максимальных радиальных растягивающих напряжений $\overline{\sigma}_3^{max}$ от величины параметров k^2 и m

служит источником появления остаточных напряжений и, следовательно, может привести к нарушению монолитности всей конструкции. При изготовлении лейнера из титана или термопласта, эти остаточные напряжения могут быть снижены [32].

Кратковременная прочность стеклопластиков в радиальном (трансверсальном) направлении при комнатной температуре составляет менее 50 МПа. На рис. 16 в качестве примера приведены зависимости кратковременной прочности $[\overline{\sigma}_3] = [\sigma_3(T)] / [\sigma_3(T = 20\ °C)]$ от температуры для двух марок стеклопластиков (1 – стеклопластика СТЭФ, 2 – намоточного стеклопластика со структурой армирования 1:1 на основе связующего ЭКТ) [5]. Максимальные радиальные технологические напряжения $\overline{\sigma}_3^{max}$ обычно почти на порядок меньше значения прочности в этом направлении (рис. 16). Однако существенную роль в возникновении расслоений, особенно при повышенных температурах, играет длительность приложения нагрузки [4]. Черные точки на рис. 16 соответствуют значениям длительной прочности намоточного стеклопластика 2 в диапазоне температур 80 – 130 °C. При повышенных температурах технологические напряжения $\overline{\sigma}_3^{max}$ близки к значениям длительной прочности. Поскольку в реальном процессе термообработки охлаждение – процесс длительный (до нескольких десятков

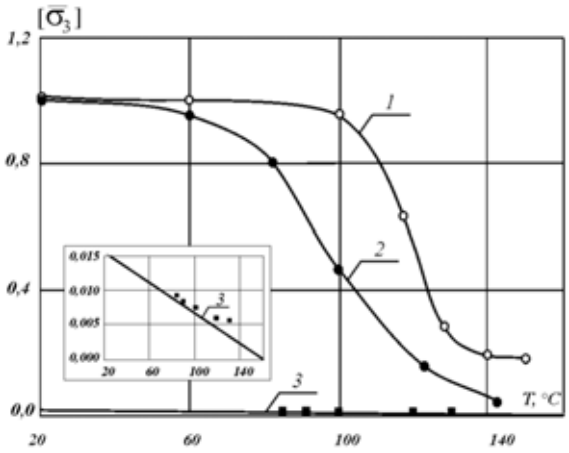


Рис. 16
Зависимость кратковременной прочности стеклопластиков от температуры.
Точки соответствуют длительной прочности стеклопластика 2

часов), то испытания на кратковременную прочность однозначно не характеризуют несущую способность композита при длительных условиях нагружения и изменении температуры.

Для расчетной оценки величины технологических напряжений в трубе райзера из ПКМ использованы значения упругих характеристик стеклопластика из табл. 1 ($k^2 = E_2 / E_3 = 1{,}88$). Изменение температуры в процессе термообработки $\Delta T = 160 - 20 = 140$ °С. Теплофизические характеристики эпоксидного стеклопластика приняты:

$\alpha_2 = 6{,}3 \cdot 10^{-6}$ 1/град, $\alpha_3 = 32{,}4 \cdot 10^{-6}$ 1/град.

На рис. 16 кривая 3 соответствует $\overline{\sigma}_3^{max}$, вычисленным при $m = 0{,}7$ и $k^2 = 1{,}88$. Параметр $m = 0{,}7$ принят на основании экспериментальных данных по исследованию монолитности цилиндров из стеклопластика структуры 1:1 со связующим ЭДТ-10, полученных в [10]. Из графика (рис. 16) видно, что при $T = 90$ °С напряжения $\overline{\sigma}_3^{max}$ в цилиндре сопоставимы со значениям длительной прочности, т. е. в готовом изделии могут появляться расслоения.

Для установления «безопасной» толщины стенки райзера на рис. 15 нанесена прямая $[\overline{\sigma}_3^{max}]$ ($k^2 = 1{,}88$), где за $[\overline{\sigma}_3^{max}]$ принято значение длительной прочности стеклопластика 2 (рис. 16), а изменение температуры равно $\Delta T = 160 - 90 = 70$ °С. Пересечение этой прямой с кривой $\sigma = \sigma(m, k^2)$, соответствующей $k^2 = 1{,}88$, определяет значение $m = 0{,}77$, выше которого изделие в процессе термообработки будет оставаться монолитным.

При известном значении внутреннего радиуса трубы райзера $a = 150; 600$ мм оценочное значение наружного радиуса $b = a/m = (150 \div 600) / 0{,}77 = 195 \div 780$ мм; относительная толщина стенки $\delta = (b - a)/a = 0{,}3$. Однако, в виду того, что найденное значение внутреннего радиуса является оценочным, введем некоторый коэффициент запаса $k_m = 1{,}2$, тогда $m = 0{,}77 \cdot k_m = 0{,}924$, $b = a/m = (150 \div 600) / 0{,}924 = 162 \div 650$ мм, относительная толщина стенки $\delta = (b - a)/a = 0{,}08$ и толщина стенки трубы райзера $b - a = 12 \div 50$ мм.

Технико-экономическая эффективность применения композитных райзеров, относящихся к основным элементам подводного обустройства морских нефтегазовых сооружений, доступ к обслуживанию которых крайне затруднен, обеспечивается рядом достоинств ПКМ, к которым следует отнести:

высокую коррозионную стойкость, повышающую безаварийный срок эксплуатации райзера из ПКМ в 5 – 6 раз по сравнению со стальным райзером (срок эксплуатации труб из стеклопластика в зависимости от агрессивности среды составляет 25 – 50 лет);

высокие удельные физико-механические характеристики ПКМ, снижающие массу секции райзера в 3 – 5 раз (в зависимости от применяемого армирующего материала) по сравнению с массой металлического аналога. Это влечет за собой снижение силы натяжения райзера N_x, сопровождающееся снижением мощности (и стоимости) устройств натяжения, а также уменьшение транспортных и монтажных расходов (время монтажа изделий из стеклопластика в 3 – 4 раза меньше, чем у металлических изделий);

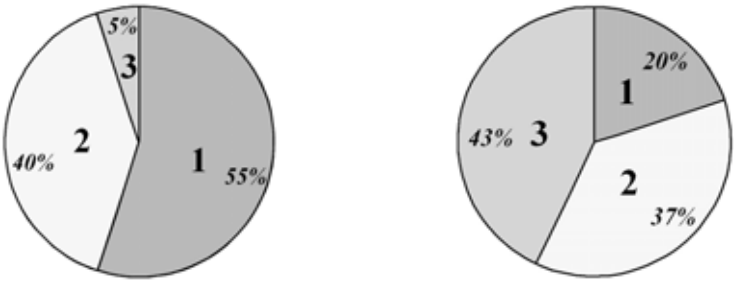
инактивность к отложениям (не возникают парафиновые и солевые отложения, не подвержены нарастанию накипи и т. д.) и, следовательно, отсутствие затрат на внутреннюю очистку поверхности и минимизация гидравлических потерь за счет уменьшения внутреннего сечения трубы райзера;

низкую теплопроводность, позволяющую минимизировать расходы на теплоизоляцию, что особенно актуально при организации добычи углеводородного сырья на шельфе арктических морей;

технологию изготовления, совмещающую формирование состава и структуры ПКМ с изготовлением секции трубы райзера из ПКМ, обеспечивающую создание изделия с управляемыми физико-механическими свойствами и минимальным расходом материалов. Коэффициент использования материала при изготовлении изделий из ПКМ составляет 0,8 – 0,9, в то время как у металлических изделий он равен 0,5.

Стоимость жизненного цикла райзера из ПКМ определяется суммой затрат на материалы, изготовление и монтаж, текущий и капитальный ремонт, а также затрат на утилизацию. Очевидно, что без привязки к конкретному проекту морского нефтегазового сооружения точная оценка стоимости жизненного цикла райзера из ПКМ, как впрочем, и стального райзера, вряд ли возможна. По данным компании «Ameron» полная стоимость жизненного цикла райзера из ПКМ обычно составляет 60 % от аналогичного показателя стального райзера. Из приведенной на рис. 17 структуры затрат, включающей стоимость материалов (1), изготовления и монтажа (2), а также затраты на текущий и капитальный ремонт (3), следует, что единовременные затраты на установку композитного райзера достигают 95 %, в то время как для стального райзера не превышают 57 %.

По установившейся в России практике чаще всего экономическая эффективность изделия из ПКМ оценивается путем сравнения стоимости материалов, необходимых на его изготовление, со стоимостью аналогичного изделия из металла. Иногда к этому добавляют сравнение стоимостей изготовления и монтажа. Но почти никогда не со-



а) *б*)

Рис. 17
Структура затрат на обеспечение жизненного цикла райзера:
а) из ПКМ; *б)* из стали

поставляют эксплуатационные расходы. Следуя такому алгоритму, невозможно оценить экономическую целесообразность внедрения райзера из ПКМ, поскольку 55 % совокупных затрат в стоимости его жизненного цикла приходятся на стоимость материалов. В случае стального райзера стоимость материалов не превышает 20 %. Следовательно, единственным способом получения достоверной оценки экономической эффективности использования композитных райзеров является анализ всей совокупности затрат на обеспечение его жизненного цикла.

Список литературы

1. Бидерман В.Л., Дмитриенко И.П., Поляков В.И., Сухова Н.А. Определение остаточных напряжений при изготовлении колец из стеклопластиков // Механика полимеров. – 1969. – № 5. – С. 892 – 898.

2. Болотин В.В., Болотина К.С. Расчет остаточных напряжений и деформаций в намоточных изделиях из армированных пластиков // Механика полимеров. – 1969. – № 1. – С. 134 – 139.

3. Винсон Ж.Р., Сираковский Р.Л. Поведение конструкций из композитных материалов. – М. : Металлургия, 1991. – 264 с.

4. Екельчик В.С., Кострицкий С.Н., Рябов В.М. Об учете реологии полимерных композитов в технологических задачах прочности толстостенных цилиндров // Механика композитных материалов. – 1983. – № 4. – С. 701 – 707.

5. Кострицкий С.Н., Циркин М.З. Исследование механических свойств стеклопластиков в трансверсальном направлении при повышенной температуре // Механика композитных материалов. – 1981. – № 2. – С. 355 – 358.

6. Кострицкий С.Н., Циркин М.З., Гольдман Я.А., Екельчик В.С., Локшин А.З., Щербак В.В. Критерий прочности при растяжении стеклопластика в трансверсальном направлении // Механика композитных материалов. – 1982. – № 4. – С. 730 – 734.

7. Правила классификации и постройки морских подводных трубопроводов. – СПб. : Российский морской регистр судоходства, 2009. – 204 с.

8. Рябов В.М., Ярцев Б.А. Затухающие колебания тонкостенных стержней из полимерных композитов. I. Постановка задачи // Вестник Санкт-Петербургского университета. Серия 1. Математика, механика, астрономия. – 2001. – Вып. 2 (№ 9), с. 91 – 97.

9. Рябов В.М., Ярцев Б.А. Численное исследование возможности управления связанностью колебаний композитных тонкостенных стержней замкнутого профиля // Методы вычислений. – СПб. : Изд-во Санкт-Петербургского ун-та, 2010. – Вып. 23. – С. 150 – 176.

10. Турусов Р.А., Коротков В.Н., Рогозинский А.К., Куперман А.М., Суляева З.П., Гаранин В.В., Розенберг Б.А. Технологическая монолитность оболочек из полимерных композитных материалов // Механика композитных материалов. – 1987. – № 6. – С. 1072 – 1076.

11. Ahlstone A.G. Light Weight Marine Riser Pipe. United States Patent, No 3 768 842, F 16L 9/14, Oct. 30, 1973. Filed Aug. 5, 1971.

12. Andersen W.F., Anderson J.J., Landriault L.S. Full-Scale Testing of Prototype Composite Drilling Riser Joints – Interim Report // Offshore Technology Conference, OTC 8668, May 4 – 7, 1998, Houston, TX.

13. Andersen W.F., Anderson J.J., Mickelson C.S., Sweeney T.F. The Application of Advanced Composite Technology to Marine Drilling Riser Systems: Design, Manufacturing and Test // Offshore Technology Conference, OTC 8433, May 5 – 8, 1997, Houston, TX.

14. Andersen W.F., Burgdorf O., Sweeney T.F. Comparative Analysis of 12,500 ft. Water Depth Steel and Advanced Composite Drilling Risers // Offshore Technology Conference, OTC 8732, May 4 – 7, 1998, Houston, TX.

15. Baldwin D.D., Lo K.H., Long J.R. Design Verification of a Composite Production Riser // Offshore Technology Conference, OTC 8664, May 4 – 7, 1998, Houston, TX.

16. Baldwin D.D., Newhouse N.L., Lo K.H., Burden R.C. Composite Production Riser Design // Offshore Technology Conference, OTC 8431, May 5 – 8, 1997, Houston, TX.

17. Bondstrand® 7000M, 2425C and 5000M piping for FPSO's P-43 «Barracuda» and P-48 «Caratinga». Ameron 2005. FP 942 04/05.

18. Drey M.D., Salama M.M., Long J.R., Abdallah M.G., Wang S.S. Composite Production Riser – Testing and Qualification // Offshore Technology Conference, OTC 8432, May 5 – 8, 1997, Houston, TX.

19. Guide for Building and Classing ABS "Subsea Riser Systems". 2006. – 160 p.

20. Johnson D.B., Baldwin D.D., Long J.R. Mechanical Performance of Composite Production Riser // Offshore Technology Conference, OTC 11008, May 3 – 6, 1999, Houston, TX.

21. Johnson D.B., Salama M.M., Long J.R., Wang S.S. Composite Production Riser – Manufacturing Development and Qualification Testing // Offshore Technology Conference, OTC 8665, May 4 – 7, 1998, Houston, TX.

22. Offshore Standard DNV-OS-C501. "Composite Components". 2003. – 162 p.

23. Offshore Standard DNV-OS-F201. "Dynamic Risers". 2001. – 91 p.

24. Pierce R.H. Composite Marine Riser System. United States Patent, No 4 634 314, E 21B 17/01, Jan. 6, 1987. Filed Jun. 26, 1984.

25. Recommended Practice DNV-RP-C205 “Environmental Conditions and Environmental Loads”. 2007. – 122 p.

26. Recommended Practice DNV-RP-F201. “Titanium Risers”. 2002. – 26 p.

27. Recommended Practice DNV-RP-F202. “Composite Risers”. 2003. – 44 p.

28. Salama M.M. Replaceable Liner For Metal Lined Composite Riser In Offshore Applications. United States Patent, No 7 090 006, E 21B 29/12, Aug. 15, 2006. Filed Nov. 5, 2002.

29. Salama M.M., Johnson D.B., Long J.R. Composite Production Riser – Testing and Qualification // SPE Production & Facilities, 1998. 13(3). P. 170 – 177.

30. Salama M.M., Mercier J.A. Aramid Composite Well Riser For Deep Water Offshore Structures. United States Patent, No 4 728 224, E 02B 17/00, Mar. 1, 1988. Filed Apr. 28, 1986.

31. Salama M.M., Spencer B.E. Method Of Manufacturing Composite Riser. United States Patent, No 7 662 251 B2, B 65H 81/00, Feb. 16, 2010. Filed Apr. 28, 2006.

32. Salama M.M., Stjern G., Storhaug T., Spencer B., Echtermeyer A. The First Offshore Field Installation for a Composite Riser Joint // Offshore Technology Conference, OTC 14018, Houston, Texas U.S.A., 6 – 9 May 2002.

33. Sparks C.P. Fundamentals of Marine Riser Mechanics: Basic Principles and Simplified Analyses. PennWell Corporation. Tulsa, Oklahoma, USA, 2007. – 329 p.

34. Sparks C.P. Light weight Composite Production Risers for a Deep Water Tension Leg Platform // 5th International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering, 86 – 93, April 13 – 18, 1986, Tokyo, Japan.

35. Sparks C.P., Odru P., Bono H., Metivaud G. Mechanical Testing of High-Performance Composite Tubes for TLP Production Risers // Offshore Technology Conference, OTC 5797, May 2 – 5, 1988, Houston, TX.

36. Tamarelle P.J.C., Sparks C.P. High Performance Composite Tubes for Offshore Applications // Offshore Technology Conference, OTC 5384, April 27 – 30, 1987, Houston, TX.

УДК 629.514:624.042.43

К ВОПРОСУ АНАЛИЗА ДИНАМИЧЕСКИХ МОДЕЛЕЙ ВОЗДЕЙСТВИЯ ЛЬДА НА МОРСКИЕ ПЛАТФОРМЫ

О.Е. Литонов, *д-р техн. наук, проф.,*
ФГУП «ЦНИИ им. акад. А.Н. Крылова»

Ключевые слова: *морские стационарные платформы, плавучие буровые установки, динамическая модель воздействия льда, коэффициент динамичности воздействия льда*

Динамический аспект ледовых нагрузок в настоящее время является наименее изученным. Однако его значение может оказаться весьма существенным при проектировании плавучих буровых установок (ПБУ) и морских стационарных платформ (МСП).

Динамические реакции платформ на ледовые нагрузки принципиально можно разделить на две категории: вынужденные колебания и автоколебания. В настоящее время существует достаточно много динамических моделей воздействия льда на платформу. К сожалению, до практически достоверного исхода не доведена ни одна из них, а актуальность прояснения данного вопроса только нарастает.

Предполагается, что достаточно богатый опыт последствия ледовых нагрузок накоплен в Китае при эксплуатации платформ в заливе Бохай. Ледовые условия здесь приближаются к условиям западного сектора Северного Каспия, где экстремальная толщина ровного льда $h \cong 83$ см, средняя величина предела прочности $\overline{\sigma}_c = 2{,}94$ МПа. По данным литературных источников, в заливе Бохай экстремальная толщина льда составляет ≈ 60 см, средняя величина предела прочности льда – 2,3 МПа.

Освидетельствование подводной части добычной платформы, установленной в заливе Бохай в 1976 г., показало, что уже после 15 лет эксплуатации в ее конструкции появились многочисленные трещины, что заставило обратиться к тщательному анализу этого вопроса. Результаты анализа опыта эксплуатации платформы сквозного типа в заливе Бохай дали большую пищу для размышления по части динамических реакций ее конструкций на воздействие льда. Особая

роль, отводимая при анализе динамическому аспекту, обусловлена, прежде всего, увеличением перемещений и напряжений в 1,5 раза по сравнению со статическим решением. По публикациям, конечно, трудно проследить все заложенные в расчет предпосылки, тем более необходимо знать базовые конструктивные особенности, в частности, толщины элементов, но расчетные цифры долговечностей находятся, например, в пределах $40 \div 60$ лет, неизвестно, правда, при какой нормировке. Дело в том, что, например, по правилам DNV и Российского морского регистра судоходства (далее – Регистр) расчетная долговечность редуцируется на коэффициент $\eta = 0{,}3 \div 0{,}5$ за счет доступности к конструкции и ответственности элемента.

Одна из платформ, установленная в заливе Бохай, значится в китайской классификации как JZ20-2. Поведение этой платформы подверглось как теоретическому, так и экспериментальному анализу. Отмечается, что дрейфующий лед создает очень серьезные вибрационные проблемы для платформ, как для конструкций (прежде всего усталостные разрушения), так и для обслуживающего персонала, как подчеркивается наблюдателями, повергая рабочих в панику. Аналитическая часть базировалась на конечно-элементном представлении платформы и представлении форм разрушения льда в виде трех модификаций: дробления, изгиба и потери устойчивости, а также их комбинаций.

Одной из важнейших характеристик реакций платформ на динамические воздействия служит интегральное перемещение выбранной точки. Перемещение характеризует не только динамические свойства платформы, но также особенности ее взаимодействия со льдом. Конкретный анализ динамического воздействия ледовых полей на платформы сквозного типа показал, что спектральная плотность выхода (перемещения, напряжения) носит многогорбый характер (чаще всего их три) и один из них (чаще всего второй) совпадает с собственной частотой колебаний платформ.

До недавнего времени считалось, что динамическое взаимодействие льда и морских сооружений характерно только для случая гибких, малых поперечных размеров конструкций опорных частей, обладающих определенными динамическими характеристиками. Однако в течение зимы 1985 – 1986 гг. платформа кессонного типа Molikpaq, установленная на месторождении Amauligak в канадской части моря Бофорта, была подвергнута значительным воздействиям дрейфующего льда, вызвавшим ее динамическую реакцию и критическое состояние, близкое к потере устойчивости. Сообщается, что в то время эти результаты были неожиданными для специалистов.

Дело в том, что воздействие льда привело к вибрациям конструкции с диапазоном частот 0,5 – 3 Гц при продолжительности процесса колебаний до 30 мин. Экстремальная ситуация возникла при воздействии на кессон многолетнего ледяного поля размером 1×2 км. Вибрация конструкции привела к повышению порового давления в песчаном ядре, к его разжижению, и несущая способность кессонного основания достигла критической величины. Ограниченность во времени процесса воздействия льда до 2 мин в момент разжижения грунтов позволила избежать печальных последствий, хотя и имело место резкое снижение сопротивления на сдвиг песчаного ядра, передающего нагрузку на грунтовое основание.

Не преувеличивая и не драматизируя описанное явление, отметим, что, как показывает изучение вопроса, при определенных соотношениях динамических характеристик льда и платформы воздействия льда действительно могут сопровождаться динамическими реакциями, причем динамическими реакциями как твердого, так и упругого тела.

Проблема динамического воздействия льда пока не рассмотрена в правилах Регистра (если не считать упоминания вскользь) именно по причине малой разработанности, однако с учетом современных условий динамическому аспекту необходимо уделить самое пристальное внимание.

Одной из особенностей воздействия льда на морские сооружения служит следующий факт: поступательное движение – движение ледового поля, имея неколебательную природу воздействия, вызывает колебательный процесс «лед – сооружение» за счет отбора энергии от движущегося поля в зоне его контакта с платформой.

Из физических соображений ясно, что автоколебания платформы и ледового поля могут существовать при определенных соотношениях параметров платформы и льда. При этом с увеличением амплитуды должен возникнуть предельный цикл установившихся колебаний с одной из собственных частот колебаний льда и платформы или с некоторой промежуточной частотой. Например, при прорезании платформой ледового поля происходит циклическое разрушение и обжатие ледового поля и соответственно изменяется скорость смещения льда относительно платформы. В момент разрушения льда его сопротивление падает, и скорость относительного смещения увеличивается. Во время обжатия увеличение скорости приводит к росту ледового сопротивления, относительная скорость $\overline{V}_{л}$ при этом определяется как

$$\bar{V}_л = V_л + \dot{U}_к - \dot{Y}_к, \quad (1)$$

где $V_л$ – скорость движения ледового поля;
$\dot{U}_к$ – скорость деформации кромки льда в зоне контакта с платформой;
$\dot{Y}_к$ – скорость перемещения платформы в зоне ее контакта со льдом.

Известно очень много моделей взаимодействия морских сооружений со льдом: при медленных подвижках, в режиме хрупкого разрушения, деформационные модели, например, с выключающейся связью, упругохрупкие модели, основанные на законе Гука, модель сыпучей среды Мора-Кулона, гидродинамические модели.

Не останавливаясь здесь ни на одной из них, полагаем, что коэффициент динамичности ледовых нагрузок в самом первом приближении может быть определен как

$$K_д = 1 + A_{дин} / A_{стат}, \quad (2)$$

где $A_{стат}$ – статическое перемещение;
$A_{стат} = P / K$;
P – горизонтальное усилие;
K – горизонтальная жесткость платформы при горизонтальном смещении;
$A_{дин.} = \frac{\bar{V}_л}{p}$;
$\bar{V}_л$ – скорость дрейфа;
p – частота собственных колебаний.

Назначение расчетной скорости дрейфа $\bar{V}_л$, связанной с критической, на сегодняшний день не является однозначным. Отметим лишь, что последняя сильнейшим образом зависит от критического демпфирования.

Выводы

1. Рост строительства ледостойких платформ для наших северных акваторий актуализирует мало проработанные на сегодняшний день вопросы динамики взаимодействия стационарных морских сооружений со льдом применительно к расчетам предельной и усталостной прочности их конструкций.

2. Разработка рекомендаций, пусть на начальном этапе и дискуссионных, не может не привести в будущем к увеличению безопасности этих платформ. Должно приветствоваться постепенное пошаго-

вое введение соответствующих разделов в правила Регистра, опирающееся на мировой опыт эксплуатации ледостойких платформ и современный уровень исследовательских проработок в этой области.

Список литературы

1. Правила классификации, постройки и оборудования плавучих буровых установок и морских стационарных платформ. – СПб. : Российский морской регистр судоходства, 2010.

2. Hallam S., Pickering J. Modeling of Dynamic Ice Loading of Offshore Arctic Structures. Proc. ”Polar-tech 88”, Trondheim, 1988, v. 1.

3. Jeffries H., Wright W. Dynamic Response of Molikpaq to Ice-Structure Interaction. Proc.OMAE, Texas, 1988, v. 4, pp. 127 – 134.

4. Menglan D., Chuntu L., Weiming W. Dynamic Ice-Induced Responses of Offshore Fixed Platform. China Ocean Engineering, Vol. 10, No 1, pp. 55 – 63.

5. Recommended Practice DNV-RP-C203. Det Norske Veritas, 2001.

6. Zhaojie G., Menglan D. Time-and Frequency-Domain Analysis of Ice-Induced Displacement Responses of Offshore Fixed Platforms. China Ocean Engineering, Vol. 12, No 4, pp. 365 – 373.

УДК 629.7.064.5

ИДЕНТИФИКАЦИЯ СОСТАВЛЯЮЩИХ СИГНАЛА НАПРЯЖЕНИЯ СУДОВОЙ ЭЛЕКТРОЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ НА ОСНОВЕ ВЕЙВЛЕТ-ПРЕОБРАЗОВАНИЯ

С.Е. Кузнецов, *д-р техн. наук, проф., СПбГМА им. адм. С.О. Макарова*
Т.С. Горева, *СПбГМА им. адм. С.О. Макарова*
Н.Н. Портнягин, *д-р техн. наук, проф.,*
Камчатский государственный технический университет

Ключевые слова: *вейвлет-преобразование, питающее напряжение, качество электроэнергии, судовая электроэнергетическая система, локальные особенности сигнала*

Современное состояние электроэнергетических систем характеризуется активным внедрением различного электронного оборудования [4], применяемого в качестве нагрузок низковольтной электрической сети – компьютеры, телевизоры, электроплиты с питанием от преобразователей с широтно-импульсной модуляцей (ШИМ) и другое аналогичное оборудование. Характерными особенностями модернизации электрооборудования современных промысловых судов [4, 6] является также расширение спектра нагрузок судовой сети в сторону силовых электронных частотных преобразователей в цепях переменного тока и импульсных источников питания цепей постоянного тока. Современные электронные устройства различного назначения имеют, как правило, импульсные источники вторичного питания, характер воздействия которых на синусоидальную форму питающих напряжений недостаточно точно описывается обычным спектральным Фурье-анализом, который оперирует со спектрами сигналов, определенных единым образом для всего временного

интервала анализа. Конечно, и в спектральной области Фурье наблюдаются паразитные гармонические составляющие, но в силу их широкополосности выделение каких-либо особенностей затруднено. Однако проблемы компенсации мощности искажений [1] требуют разработки как теоретических аспектов, так и методов их практической реализации с использованием специальной аппаратуры. Рассмотрим с теоретической точки зрения одну из процедур, необходимую к использованию при построении устройств компенсации искажающей мощности в системах электропитания в условиях влияния импульсных помех. Для выделения особенностей при импульсном характере нарушений (просечках) лучшие результаты в решении задач локализации нарушений формы синусоидальной кривой могут быть получены на основе вейвлет-преобразования, которое находит все большее применение в задачах цифровой обработки сигналов [3, 5, 7, 8].

Данная работа посвящена решению задач, связанных с обработкой и анализом сигналов, имеющих сложную внутреннюю структуру. Сигналы питающего напряжения содержат разномасштабные локальные особенности. Относительная величина и временная протяженность таких особенностей зависит от природы возмущения.

Естественным и наиболее эффективным способом представления таких сигналов является построение нелинейных адаптивных аппроксимирующих схем на основе экстраполирующих фильтров. Инструментом, позволяющим реализовать такую процедуру для сигналов с подобными особенностями, является вейвлет-преобразование. На основе вейвлет-преобразования в данной работе предложены методы обработки и анализа формы питающих электрических напряжений, которые базируются на следующих операциях:

выбор «наилучшего» аппроксимирующего базиса;

идентификация структурных компонентов сигнала;

локализация особенностей.

Новизна предлагаемого решения состоит в обосновании целесообразности применения вейвлет-разложения с целью определения локальных особенностей в сигнале питающего напряжения. Используя основы современной теории обработки сигналов, выстроена цепочка рассуждений: от задач моделирования до эффективных вычислительных решений. Предложенный метод позволяет:

.1 выделять изолированные особенности в структуре сложного сигнала;

.2 классифицировать локальные особенности;

.3 предотвращать сбои работы персональных компьютеров в режиме реального времени при выполнении ими управления различными внешними приборами, коммуникационным оборудованием или технологическими процессами;

.4 контролировать качество электрической энергии в точках общего присоединения потребителей к системам электроснабжения;

.5 контролировать качество энергии (а в случае необходимости и компенсации возмущений) в питающей сети.

Представим сигнал в виде линейной комбинации разномасштабных компонент f_j с различной структурой:

$$f(t) = x_1 f_1(t) + x_2 f_2(t) + \ldots + x_r f_r(t) \qquad (1)$$

Когда коэффициенты $x_1, x_2, \ldots x_r$ коррелируют между собой, сделать вывод о том, какие аппроксимирующие функции использовать, достаточно трудно, поэтому на функции f_j, $j = \overline{1,r}$ выполняется условие ортогональности относительно величин t_i с весовыми коэффициентами g_i:

$$\sum_i g_i f_j(t_i) f_k(t_i) = 0, \quad \text{если } j \neq k$$

Поскольку функции f_j имеют разную структуру, подверженную изменению в случайные моменты времени, наиболее эффективным способом их идентификации является применение методов аппроксимации, основанных на разложении функции по базису. Учитывая локальный характер анализируемых особенностей и их разномасштабность, наиболее подходящим пространством для их представления является вейвлет-базис.

Структура разложения $L^2(R)$, порожденная ортогональным вейвлетом $\psi \in L^2(R)$, имеет вид:

$$L^2(R) = \sum_{j \in Z}^{\oplus} W_j := \ldots \oplus W_{-1} \oplus W_0 \oplus W_1 \oplus \ldots, \qquad (2)$$

где $W_j := clos_{L^2(R)}(\psi_{j,n};\ n \in Z)$.

Функция f при этом представляется в виде суммы компонент:

$$\forall f \in L^2(R)\ \exists!\ f(t) = \ldots + v_{-1}(t) + v_0(t) + v_1(t) + \ldots,\ v_j \in W_j,\ j \in Z. \qquad (3)$$

Каждая компонента v_j из (3) имеет единственное представление в виде вейвлет-ряда:

$$v_j = \sum_{n \in Z} c_{j,n} \psi_{j,n}(t),$$

где $\psi_j = \{\psi_{j,n}\}_{n \in Z}$ – ортонормированный базис пространства W_j.

Коэффициенты $c_{j,n}$ определяются из соотношения

$$c_{j,n} = \langle f, \psi_{j,n} \rangle.$$

Определим функции f_j как $f_j = v_j / x_j$, в силу соотношения (3) получаем представление сигнала в виде

$$f(t) = \ldots + x_{-1} f_{-1}(t) + x_0 f_0(t) + x_1 f_1(t) + \ldots .$$

В силу ортогональности базиса ψ (см. (2)):

$$\sum_i 1/\sigma_i^2 f_j(t_i) f_l(t_i) = 0, \quad \text{если } j \neq l.$$

Случайный сигнал y представляет зависимость

$$y(t) = f(t) + e(t),$$

где f – истинное значение измеряемой величины;
e – ошибки измерений.

Математическое ожидание

$$E\{e_\psi(t_n)\, e_\psi(t_k)\} = \sum_l \sum_m \psi_n(t_l)\, \psi_k(t_m)\, E\{e(t_l)\, e(t_m)\} = \sigma^2 \delta (n - k).$$

Тогда компоненты случайного сигнала y в пространстве вейвлет-образов имеют вид

$$y_j(t) = f_j(t) + e_j(t).$$

Для дискретного сигнала, не нарушая общности, примем $j = 0$. В качестве базовой конструкции для построения отображения будем использовать конструкцию вейвлет-пакетов, имеющую быстрые алгоритмы преобразования и позволяющую идентифицировать различные типы частотно-временных структур [8]. Получим представление сигнала в виде:

$$y_0(t) = \sum_{j_i} (g_{j_i}(t) + e_{j_i}(t)) + f_{-m}(t), \qquad (4)$$

где $e_{j_i}, g_{j_i} \in W_{j_i}$ – детализирующие компоненты сигнала;
W_{j_i} – пространства вейвлет-пакета;
$f_{-m} \in V_{-m}$ – аппроксимирующая компонента сигнала;
$V_{-m} = ... \oplus W_{-m-2} \oplus W_{-m-1}$, $V_{-m} = clos_{L^2(R)}(\phi(2^{-m}t - n))$;
Φ – скэйлинг-функция.

Каждая компонента (4) единственным образом определяется последовательностями коэффициентов $\overline{d}^{j_i} = \{d_n^{j_i}\}_{n \in Z}$, $\overline{e}^{j_i} = \{e_n^{j_i}\}_{n \in Z}$ и $\overline{c}^{-m} = \{c_n^{-m}\}_{n \in Z} : d_n^{j_i} = \langle f, \psi_{j_i, n} \rangle$, $e_n^{j_i} = \langle e, \psi_{j_i, n} \rangle$ и $c_n^{-m} = \langle f, \phi_{-m, n} \rangle$.

Подавление шумовых составляющих e_{j_i} и выделение локальных особенностей сигнала. Имея представление сигнала в виде (4) подавление шума может быть реализовано на основе применения пороговой функции для каждой детализирующей компоненты

$$P_T(x) = \begin{cases} x, \text{ если } |x| \geq T \\ 0, \text{ если } |x| < T \end{cases}, \quad T \text{ – порог.} \tag{5}$$

Примем порог $T = \sigma^2$, где σ^2 – дисперсия шума. Следуя работе [8], дисперсию шума σ^2 оценим следующим образом:

$$\sigma^2 \approx Med(\langle y, \psi_{j, k} \rangle)_{0 \leq k \leq n/2},$$

где *Med* – медиана;
j – наименьший масштаб;
n – длина сигнала.

В работах Donoho D. по минимаксным оценкам сигнала в смеси с шумом показано, что данный способ подавления шума позволяет получить почти оптимальные минимаксные оценки [7].

Выполнив процедуру (5), получим аппроксимирующую схему сигнала в виде:

$$y_0(t) = \sum_{j_i \in I_M} g_{j_i}(t) + f_{-m}(t),$$

где I_M – множество индексов, определяемое свойствами функции f,
g_{j_i} – детализирующие составляющие сигнала,
f_{-m} – аппроксимирующая компонента.

Погрешность аппроксимации есть:

$$\varepsilon[M] = \|f - f_{I_M}\|^2 = \sum_{j_i \notin I_M} |\langle f, \psi_{j_i} \rangle|^2.$$

Из теоремы Жаффара [8] следует, что когда масштаб убывает, амплитуды вейвлет-коэффициентов имеют быстрое убывание до нуля в областях, где сигнал гладкий. Тогда операция выделения локальных особенностей функции f в виде пиков, перегибов и т. п. может быть основана на анализе детализирующих компонентов модели (4) путем определения наибольших значений $|d_n^{j_i}|$ на малых масштабах.

Выбор «наилучшего» базиса. «*Наилучшим*» базисом будем считать базис, погрешность аппроксимации в котором наименьшая. Выбор «*наилучшего*» базиса выполним путем реализации следующего *алгоритма*:

.1 построение полного дерева разложения: $W_j^0 : W_j^0 = \oplus_{i=1}^{I} W_{j_i}^{p_i}$, $\{\psi_{j_i}^{p_i}(2^{j_i} t - n)\}_{n \in Z}$ есть базис пространства $W_{j_i}^{p_i}$;

.2 определение ветвей дерева путем минимизации погрешности аппроксимации: наилучший базис O_j^p пространства W_j^p есть базис

$$O_j^p = \begin{cases} \{\psi_j^p(2^j t - n)\}_{n \in Z}, & \text{если } \sum_{n \in I_M^p} |\langle y, \psi_{j,n}^p \rangle|^2 \geq \sum_{n \in I_M^{2p}} |\langle y, \psi_{j+1,n}^{2p} \rangle|^2 + \sum_{n \in I_M^{2p+1}} |\langle y, \psi_{j+1,n}^{2p+1} \rangle|^2 \\ \{\psi_{j+1}^{2p}\}_{n \in Z} \cup \{\psi_{j+1}^{2p+1}\}_{n \in Z}, & \text{если } \sum_{n \in I_M^p} |\langle y, \psi_{j,n}^p \rangle|^2 < \sum_{n \in I_M^{2p}} |\langle y, \psi_{j+1,n}^{2p} \rangle|^2 + \sum_{n \in I_M^{2P+1}} |\langle y, \psi_{j+1,n}^{2p+1} \rangle|^2 \end{cases},$$

где множества индексов I_M^l, $l = P$, $2P$, $2P + 1$ определяются следующим образом:

$$\text{индекс } n \in I_M^l, \text{ если } |\langle y, \psi_{j,n}^l \rangle| \geq T.$$

В процессе выполнения данного алгоритма будут подавлены шумовые составляющие сигнала и идентифицированы его структурные компоненты. Выполняя операции (1), (2) для различных видов базисных функций и определяя для каждой из таких функций погрешность в «наилучшем» базисе, мы определим *«наилучшую» вейвлет-функцию* для данного сигнала. Аппроксимирующую схему сигнала в этом базисе назовем *наилучшей аппроксимирующей схемой* для данного сигнала.

Важным свойством вейвлетов является свойство ортогональности. Оно позволяет получить компоненты сигнала, параметры которых не коррелируют между собой. Это условие повышает эффективность процедуры последующей оценки параметров модели. Помимо свойства ортогональности при выборе базиса необходимо учитывать такие важные характеристики вейвлетов как гладкость, размер носителя, число нулевых моментов [3]. Поскольку мы решаем задачу аппроксимации, в качестве основных критериев при выборе базиса естественным будет определить минимизацию числа аппроксимирующих

слагаемых и минимизацию погрешности аппроксимации. На основе конструкции вейвлет-разложения минимизация числа аппроксимирующих слагаемых и минимизация погрешности аппроксимации могут быть достигнуты посредством выбора вейвлет-базиса, обеспечивающего как можно большее число вейвлет-коэффициентов, которые являются пренебрежимо малыми. Определяющими здесь являются такие характеристики вейвлета, как число нулевых моментов, гладкость и размер носителя, пояснить которые можно следующим образом.

1. Размер носителя. Размер носителя влияет на погрешность аппроксимации, особенно для конечных функций. Все известные одномерные конструкции вейвлетов приводят к базисам для $L^2(R)$. Во многих приложениях, в частности, и для решения нашей задачи, интерес представляет лишь часть вещественной оси. Применяя обычные базисы вейвлетов для разложения функции, мы можем принять функцию равной нулю вне некоторого отрезка $[a, b]$, но это порождает искусственные «скачки» на краях, находящие отражение в коэффициентах разложения. Кроме того, это не эффективно с точки зрения вычислений. Т. е. чем меньше размер носителя, тем меньшую погрешность мы имеем при разложении функции. Важным здесь также является зависимость числа вейвлет-коэффициентов, не являющихся пренебрежимо малыми, от размера носителя. Если функция имеет изолированную особенность в некоторой точке t_0 и если t_0 находится внутри носителя $\psi_{j,k}$, то вейвлет-коэффициенты могут иметь большую амплитуду. Если ψ имеет носитель размера K, то при каждом масштабе 2^j имеется K вейвлетов $\psi_{j,k}$, носители которых содержат t_0. Чтобы минимизировать число коэффициентов с большой амплитудой, мы должны использовать функции с наименьшим размером носителя ψ.

2. Число нулевых моментов. Вейвлет ψ имеет m нулевых моментов, т. е.

$$\int_{-\infty}^{+\infty} t^k \psi(t)\, dt = 0,\ k = \overline{0,\ m-1}.$$

Это означает, что вейвлет ψ ортогонален любому многочлену степени $m - 1$ (т. е. «пропускает» полиномы степени выше $m - 1$).

Размер носителя функции и число нулевых моментов априори независимы. Однако для ортогональных функций Добеши доказала, что если ψ имеет m нулевых моментов, то его носитель имеет наименьший носитель, равный $2m - 1$. Таким образом, при выборе вейвлета мы приходим к выбору между числом нулевых моментов и размером носителя. Здесь важно учитывать следующее: если сигнал имеет не-

сколько изолированных особенностей, в промежутках между которыми является очень гладким, необходимо использовать вейвлет с большим числом нулевых моментов, чтобы на малых масштабах получить большое число малых вейвлет-коэффициентов; если число особенностей нарастает, лучше уменьшить размер носителя ценой уменьшения числа нулевых моментов.

3. Гладкость вейвлета. Известным фактом является то, что число нулевых моментов и гладкость вейвлетов связаны друг с другом, но характер связи может быть различным в зависимости от вида рассматриваемого семейства базисов. Для гладких функций достижение наилучшей аппроксимации высокочастотных ее компонент обеспечивает в большей степени большое число нулевых моментов, чем регулярность ψ.

Итак, мы пришли к заключению, что для выполнения выдвинутых нами требований необходимо использовать гладкие функции с наименьшим носителем, наибольшим числом нулевых моментов. Наилучшим семейством в этом смысле является семейство ортогональных вейвлетов Добеши с компактными носителями, поскольку ортогональные вейвлеты Добеши с компактными носителями – это единственное ортогональное семейство базисных вейвлет-функций, которые имеют минимальный размер носителя при заданном числе нулевых моментов. И как было отмечено выше, с возрастанием числа нулевых моментов возрастает гладкость вейвлета Добеши. Вейвлеты Добеши вычисляются с помощью сопряженных зеркальных фильтров для конечных импульсных откликов h где $\hat{h}$ есть тригонометрический многочлен:

$$\hat{h}(w) = \sum_{n=0}^{N-1} h[n]\, e^{-inw}.$$

Чтобы ψ имел m нулевых моментов, $\hat{h}$ должен иметь нуль порядка m в точке $w = \pi$. Чтобы построить тригонометрический многочлен наименьшей степени, вводится множитель $(1+e^{-iw})^m$, который есть многочлен наименьшей степени, имеющий m нулей при $w = \pi$:

$$\hat{h}(w) = \sqrt{2}\left(\frac{1 + e^{-iw}}{2}\right)^m R(e^{-iw}).$$

Далее конструируется многочлен $R(e^{-iw})$ минимальной степени k такой, что $\hat{h}$ удовлетворяет уравнению зеркальных квадратурных фильтров:

$$|\hat{h}(w)|^2 + |\hat{h}(w + \pi)|^2 = 2.$$

В результате h имеет $N = k + m + 1$ ненулевых коэффициентов. Добеши доказала, что наименьшая степень R есть $k = m - 1$. Сопряженный зеркальный фильтр q имеет длину $2m$. Когда $m = 1$, то имеем вейвлет Хаара.

Вейвлеты Добеши, вычисленные с помощью этих сопряженных фильтров, имеют наименьший носитель. Гладкость ϕ и ψ одинакова, т. к. $\psi(t)$ есть конечная линейная комбинация $\phi(2t - n)$. Функция ψ имеет показатель Гельдера α при $\alpha < m - \log_2(\sup_{w \in R}|R(e^{-iw})|) - 1$. Причем гладкость этих вейвлетов возрастает с m. Добеши и Лагариас определили, что при $m = 2$ вейвлет ψ имеет гладкость $\alpha = 0{,}55$, а при $m = 3$ $\alpha = 1{,}08$, т. е. вейвлет уже непрерывно дифференцируем.

Вейвлеты Добеши очень асимметричны. Добеши доказала, что фильтр Хаара – единственный вещественный сопряженный зеркальный фильтр с компактным носителем, который имеет линейную фазу, т. е. является симметричным.

Для оценки эффективности предложенного метода проведены эксперименты по модельной генерации, обработке и анализу полученных модельных данных (рис. 1, 2).

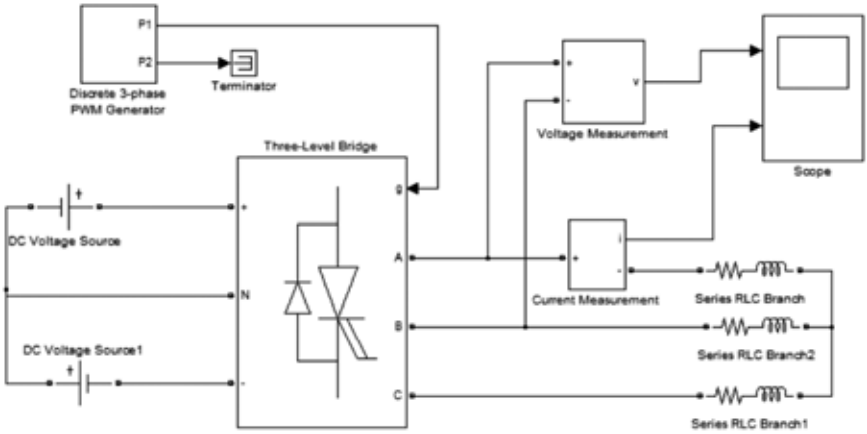


Рис. 1
Модель Simulink, на основе ШИМ-инвертора

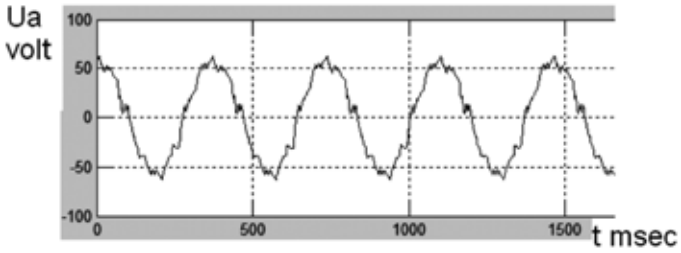


Рис. 2
Модельный сигнал с просечками

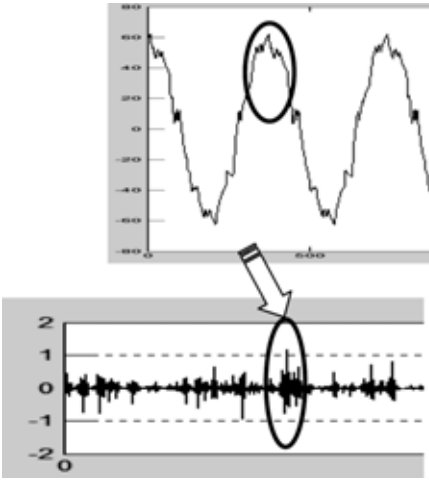


Рис. 3
Локализация просечки
на 3-ем масштабном уровне

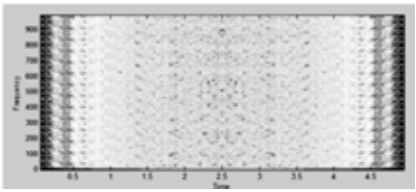


Рис. 4
Фурье-спектрограмма сигнала
питающего напряжения с просечками

Полученные результаты моделирования, представленные на рис. 3 – 5 свидетельствуют о возможности локализации просечек с помощью вейвлет-спектрограмм, в данном случае рассмотренный алгоритм позволил локализовать просечки на 3-м масштабном уровне, в то время как спектрограммы Фурье не выделяют обозначенных в круговых областях особенностей просечек.

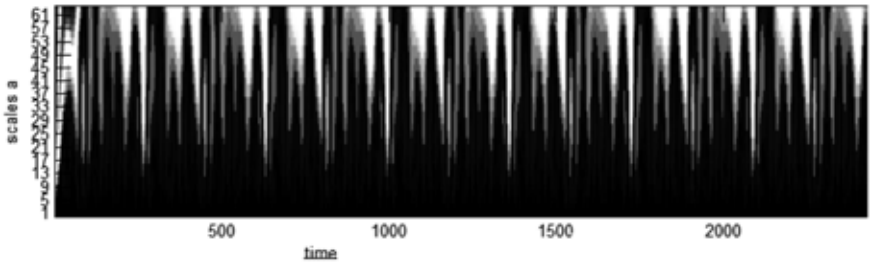


Рис. 5

Вейвлет-спектрограмма сигнала в масштабном уровне. Оттенками серого цвета показаны абсолютные значения вейвлет-коэффициентов соответствующих масштабных уровней (значения масштабных уровней отмечены на вертикальной оси, горизонтальная ось – ось времени), более светлым оттенкам серого цвета соответствуют большие значения коэффициентов

Поэтому при построении систем активного подавления влияния просечек необходимо учитывать полученные модельные результаты, что очевидно приведет к усложнению структуры активных фильтров на алгоритмическом уровне, однако постоянно возрастающая производительность микропроцессорных систем позволяет надеяться на аппаратную реализацию методов вейвлет-преобразования.

Аппаратная реализация предложенного метода вейвлет-преобразования позволит производить оценку качества напряжения судовой сети в соответствии с требованиями 2.2 части XI «Электрическое оборудование» Правил классификации и постройки морских судов для детального анализа причин искажения кривой питающего напряжения в условиях нестационарности.

Список литературы

1. Агунов А.В. Управление качеством электроэнергии при несинусоидальных режимах. – СПб. : СПбГМТУ, 2009. – 134 с.

2. Горева Т.С. Свидетельство об отраслевой регистрации комплекса программ для ЭВМ № 16389 : Программный комплекс управления качественными показателями электроэнергии в распределительных сетях. – М. : ИНИМ РАО, 2010.

3. Дьяконов В.П. MATLAB 6.5 SP1/7.0 + Simulink 5/6 в математике и моделировании. – М. : Солон-Пресс, 2005.

4. Кузнецов С.Е., Лемин Л.А., Кудрявцев Ю.В., Прусса-ков А.В., Исаков Д.В. Техническая эксплуатация судового электрооборудования : учебно-справочное пособие / Под ред. Кузнецова С.Е. – М. : Проспект, 2010. – 512 с.

5. Куско А., Томпсон М. Качество энергии в электрических сетях. – М. : Додэка, 2008.

6. Портнягин Н.Н., Пюкке Г.А. Теория, методы и эксперименты решения задач диагностики судовых электрических средств автоматизации (монография). – СПб. : Судостроение, 2004. – 157 с. – с ил.

7. Daubechies I. Ten Lectures on Wavelets / Пер. с англ. – Ижевск: НИЦ «Регулярная и хаотическая динамика», 2001.

8. Mallat S. A Wavelet Tour of Signal Processing / Пер. с англ. – М. : Мир, 2005.

УДК 621.3:623.48:006.032

О ФУНКЦИОНАЛЬНОЙ БЕЗОПАСНОСТИ В СООТВЕТСТВИИ С МЕЖДУНАРОДНЫМ СТАНДАРТОМ МЭК 61508 НА ПРИМЕРЕ КОНТРОЛЛЕРОВ HIMA

А.А. Устинов, *канд. техн. наук,*
ФГУ «Российский морской регистр судоходства»

Ключевые слова: *функциональная безопасность, уровни полноты безопасности, системы безопасности, контроллеры, избыточность, восстанавливающий орган*

Масштаб техногенных катастроф показал недопустимость принятия корректирующих действий, направленных на безопасность функционирования технологических процессов, только по результатам анализа уже произошедших аварий. Появились количественные методы оценки рисков возникновения аварий и их последствий. При этом задействуется аппарат, который был освоен ранее для оценки потерь, связанных с отказом оборудования. Тенденцией последних лет стало более строгое использование этого аппарата с одновременным контролем со стороны третьих лиц.

Широкое распространение программных продуктов, особенно используемых для управления технологическими процессами в системах реального времени, потребовало новых подходов, поскольку их отказы не всегда можно оценивать традиционными количественными способами. Если оценка частоты отказов аппаратной части могла рассматриваться как достоверная прогнозируемая мера надежности, то частота отказов программной части плохо прогнозируема [2]. Возникла необходимость применения организационных механизмов защиты от отказов программного обеспечения в дополнение к количественным методам оценки отказов и основанным на них техническим решениям по защите от отказов оборудования. Такой двунаправленный подход получил развитие в международном стандарте МЭК 61508, объектом которого являются системы, связанные с безопасностью.

Системы, связанные с безопасностью, предназначены для того, чтобы предотвратить переход управляемого оборудования в опасное состояние путем выполнения необходимых действий после получе-

ния команд. Указанные системы могут быть разделены на две категории: управляющие и защитные. В первом случае функции безопасности могут быть реализованы в системе управления оборудования, во втором случае – независимыми системами, предназначенными только для обеспечения безопасности.

Системы, связанные с безопасностью, рассматриваются с точки зрения их функциональной безопасности. Функциональная безопасность – часть общей безопасности, которая относится к управляемому оборудованию и его системам управления и зависит от правильности функционирования систем, связанных с безопасностью [5].

Обобщенным критерием обеспечения безопасности приняты уровни полноты (целостности) безопасности (Safety Integrity Level – SIL), представленные в табл. 1. Полнота безопасности – вероятность того, что система, связанная с безопасностью, будет удовлетворительно выполнять требуемые функции безопасности при всех оговоренных условиях в течение заданного периода времени.

Таблица 1

Уровни полноты безопасности

Уровни полноты безопасности	Интенсивность отказов в час в условиях высокой интенсивности запросов	Вероятность отказа при запросе в условиях низкой интенсивности запросов
4	≥ от 10^{-9} до < 10^{-8}	≥ от 10^{-5} до < 10^{-4}
3	≥ от 10^{-8} до < 10^{-7}	≥ от 10^{-4} до < 10^{-3}
2	≥ от 10^{-7} до < 10^{-6}	≥ от 10^{-3} до < 10^{-2}
1	≥ от 10^{-6} до < 10^{-5}	≥ от 10^{-2} до < 10^{-1}

Из табл. 1 видно, что чем выше уровень полноты безопасности, тем ниже вероятность того, что система не сможет выполнить требуемые функции безопасности.

Во втором столбце табл. 1 указано допустимое количество отказов в единицу времени для систем с большим числом запросов на выполняемые функции. В третьем столбце указана вероятность отказа, который может произойти во время запроса на выполнение функции, для системы, частота запросов на которые не превышает один раз в год. В качестве примера для сравнения можно привести командно-трансляционное устройство и систему авральной сигнализации. В первом случае оборудование работает периодически, а его отказ не обязательно препятствует выполнению функции, связанной с безопасностью. Во втором случае применять такой критерий, как количе-

ство отказов в единицу времени, нецелесообразно по причине разовой реализации системой своей функции, а отказ непосредственно влияет на выполнение функции, связанной с безопасностью.

Обеспечение требуемого уровня полноты безопасности достигается за счет совместной реализации организационных мероприятий и специальных технических решений. Устанавливаемые в стандарте МЭК 61508 организационные мероприятия, которые направлены на обеспечение требуемого уровня полноты безопасности, не рассматриваются в настоящей статье ввиду большого объема материала описательного характера. Целесообразно лишь сравнить трудоемкость достижения соответствующих уровней полноты безопасности [2]:

уровень 1 достигается внедрением положений стандарта ИСО 9001;

уровень 2 дополнительно требует большего объема испытаний и проверок;

уровень 3 требует специальных технических и технологических решений, высокой квалификации персонала, повышенных требований к поставщикам и подрядчикам, что существенно сказывается на стоимости и времени внедрения. Объем испытаний и проверок существенно увеличивается;

уровень 4 требует предельно высокой компетенции персонала, при разработке проекта используются нетривиальные подходы. Установление факта достижения заданного уровня становится в большей степени субъективным из-за статистических ограничений возможностей его доказательства [2].

Ниже предлагается рассмотреть некоторые приемы аппаратной реализации для обеспечения требуемой безопасности на примере контроллеров фирмы HIMA.

Известно, что наиболее эффективным способом повышения уровня безопасности является введение избыточности в систему на уровне функциональных блоков, которая предусматривает установку одного (дублирование) или нескольких (резервирование) идентичных устройств. Необходимым условием создания отказоустойчивой системы является реализация принципа нераспространения последствий отказа. Принцип реализуется в избыточных системах за счет использования восстанавливающего органа. При этом проявление неисправности не выходит за рамки соответствующей системы до тех пор, пока избыточность не будет исчерпана, а сама неисправность остается скрытой внутри этой системы и никак не проявляется на ее выходах. Другими словами, при неисправности в одном из резервных устройств ложный сигнал может попасть на выход системы, тогда восстанав-

ливающий орган препятствует прохождению ложного сигнала путем его сравнения с сигналами на выходах других идентичных устройств. Правильный сигнал на выходе восстанавливающего органа возможен в случае, если количество ложных сигналов не превысит уставки. Восстанавливающая способность зависит от избыточности резервированной системы и логической функции, реализованной восстанавливающим органом. В случае дублированной (двухкратное резервирование) системы восстанавливающий орган выполняет логическую функцию «ИЛИ» либо «И» в зависимости от ложного сигнала, вероятность появления которого надо уменьшить (логический «0» или «1»).

На рис. 1 представлен безопасный модуль 42110 системы Planar4 фирмы HIMA, реализующий 8 двухвходовых логических элементов «И». Уровень полноты безопасности (SIL) 4. Модуль предназначен для выполнения безопасной конъюнкции управляющих сигналов при управлении объектами в дублированной структуре по принципу «1oo2D» (принцип управления «1 из 2 с расширенной диагностикой») и в других структурах [1].

Встроенное в каждый модуль звено диагностики и связи (DCM), реализованное на базе микроконтроллера, получает все входные и

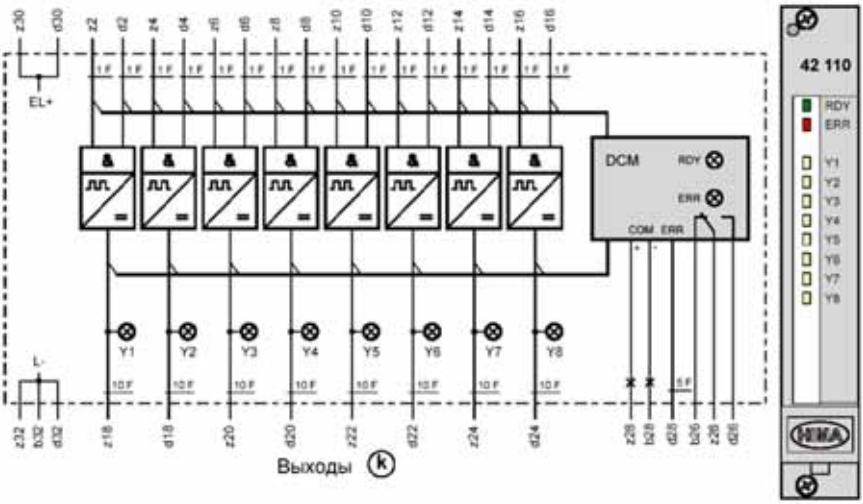


Рис. 1
Структурная схема безопасного модуля 42110 системы Planar4 фирмы HIMA

выходные сигналы модуля и моделирует функции, выполняемые модулем. При несоответствии смоделированных сигналов и реальных сигналов на выходе модуля срабатывают контакты (b26-z26, z26-d26) и одновременно загорается индикаторный светодиод «ERR» на передней панели модуля, сигнализируя о сбое. При этом модуль переходит в безопасное состояние. Безопасное состояние модуля определяется как состояние минимального энергетического уровня на всех выходах. Звено DCM не оказывает обратного воздействия на выполнение безопасной функции «И». Таким образом, осуществляется постоянный контроль идентичности обрабатываемой информации.

Выходы, помеченные ⓚ, устойчивы к коротким замыканиям. Короткое замыкание на выходе модуля в течение неопределенно долгого времени в самом модуле неисправностей не вызывает, звено диагностики и связи (DCM) сигнализирует о сбое на модуле, сообщение о сбое сохраняется в памяти. После устранения короткого замыкания полная функциональность модуля восстанавливается без замены модуля или отдельных его элементов.

Принципиальная схема логического элемента «И» в безопасном исполнении представлена на рис. 2. Как известно, полупроводниковые элементы и интегральные схемы обладают свойством симметричного отказа, т. е. вероятность возникновения одиночных неисправностей типа «1» или «0» на любом входе или выходе элемента являются одинаковыми. Известно, что отсутствие опасных отказов

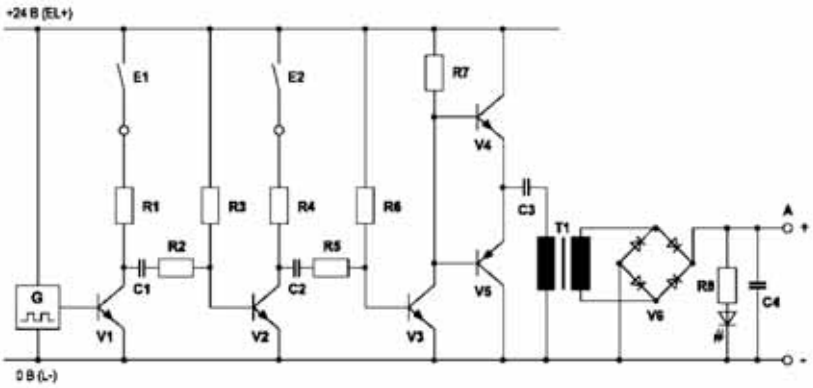


Рис. 2
Принципиальная схема логического элемента «И» в безопасном исполнении

в схемах наиболее просто достигается при использовании элементов, обладающих несимметричным отказом. К таким элементам относятся, прежде всего, электромагнитные реле I класса надежности. Специальное схемное решение позволяет добиться при реализации логической схемы несимметричного отказа с минимальной вероятностью неисправностей одного типа.

Особенностью представленной схемы логического элемента в безопасном исполнении является то, что ее можно представить как электронное устройство, использующее для своей работы несколько источников питания, напряжения которых формируются под воздействием входных сигналов. Поэтому можно говорить о том, что данный логический элемент использует в своей работе принцип конъюнкции напряжений питания. Входные сигналы E1 и E2 обеспечивают питанием коллекторы транзисторов V1 и V2, которые выполняют усиление сигнала генератора прямоугольных импульсов G. На выходе оконечных каскадов усиления формируется напряжение переменного тока, которое после выпрямления подается на выход логического элемента. Индивидуальный генератор G каждого модуля можно рассматривать как функциональный преобразователь с несимметричным отказом, осуществляющий преобразование электрического сигнала, отображающего состояние объекта, в последовательность импульсов, поступающих на выход логического элемента. Однако следует учитывать, что в силу отсутствия в таких схемах электромагнитного реле задача обеспечения требуемой помехоустойчивости целиком возложена на генератор (формирователь) динамических сигналов, что предъявляет определенные требования к схемотехнической реализации данного узла.

Справедливости ради следует отметить, что рассмотренный принцип не является единственно возможным для построения логических элементов в безопасном исполнении. Например, существуют схемы, использующие для реализации логической функции пороговый элемент с несимметричным отказом. В таких схемах осуществляется суммирование напряжений входных сигналов (или напряжений, формируемых под воздействием входных сигналов) с последующей оценкой полученного результата с помощью порогового элемента [3].

Применение безопасного модуля позволяет существенно повысить устойчивость системы. Под устойчивостью, в данном случае, понимается отсутствие реакции модуля на ложное событие, переход модуля в защитное состояние, при котором исключается активизация исполнительных объектов, отсутствие передачи ложного сигнала на выход.

Восстанавливающий орган, реализующий мажоритарную логику (при кратности резервирования более 2, принцип управления «2 из 3»), конструируется обычно путем сочетания нескольких двухвходовых логических элементов «И» в безопасном исполнении и схем, реализующих логическую функцию «ИЛИ». В качестве такого восстанавливающего органа может быть применен специальный модуль 42500 системы Planar4, уровень полноты безопасности которого (SIL) 4 (см. рис. 3). Модуль позволяет, например, подключить дискретные датчики, не имеющие безопасного исполнения, к системе безопасности с заявленным уровнем безопасности.

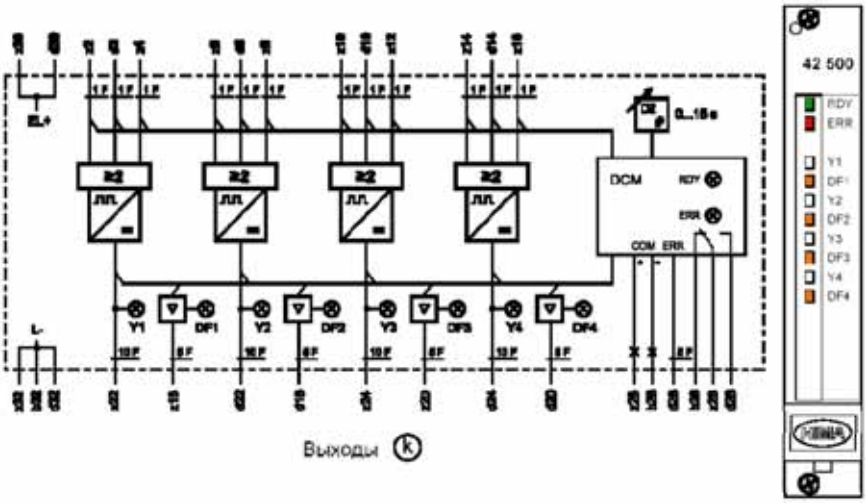


Рис. 3
Модуль 42500 с принципом управления «2 из 3 с расширенной диагностикой (2oo3D)»

Опасность появления ошибки при отключении или обрыве входной линии требует специальных решений для реализации схем хранения информации: вместо буферных регистров в системах безопасности используют схемы «самоудержания» – триггер-фиксаторы. Триггер-фиксатор может быть собран на базе модулей 42110 и 42300 системы Planar4 (см. рис. 4). При отключении или обрыве входного канала Z2 сигнал на выходе D18 триггер-фиксатора продолжает удерживаться

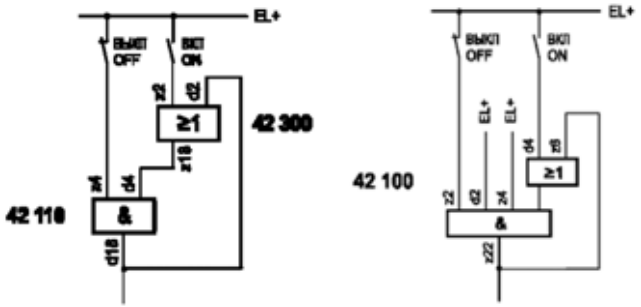


Рис. 4
Применения триггер-фиксатора в качестве схемы хранения информации
на базе модулей 42110, 42300 и 42100

в прежнем состоянии до подачи сигнала «сброс» на вход Z4. В качестве триггер-фиксатора может быть применен и специальный модуль 42100. Уровень полноты безопасности всех модулей (SIL) 4.

Следует отметить, что любое резервирование на аппаратном уровне, не обеспечивает обнаружение неисправностей, связанных с ошибками проектирования, так как любая ошибка тиражируется на все каналы системы одновременно. Поэтому для обеспечения отказоустойчивости и гарантоспособности вычислений программируемой системы используется принцип многоверсийности проектирования. При этом одной из основных проблем является оценка и доказательство достижения требуемого уровня полноты безопасности. Очевидно, этим объясняется тот факт, что системам с гибкой логикой (программируемым) не присваивается уровень полноты безопасности (SIL) 4.

Таким образом, для достижения функциональной безопасности стандарт МЭК 61508 требует управления на всех стадиях жизненного цикла системы, описывая модель цикла и устанавливая соответствующие требования и виды действий.

Список литературы

1. Руководство по системе Planar4. HIMA Paul Hildebrandt GmbH + Co KG, 2008. – 200 с.

2. Смит Д.Дж., Симпсон К.Дж.Л. Функциональная безопасность. Простое руководство по применению стандарта МЭК 61508 и связанных с ним стандартов. – М.: Издательский Дом «Технология», 2004. – 208 с.

3. Федухин А.В., Муха А.А. К вопросу об аппаратной реализации избыточных структур. Резервирование цифровых функциональных блоков // Вычислительные машины и системы. – 2010. – № 2. – С. 138 – 143.

4. Bцгсsцk J. Functional safety. Basic principles of safety-related systems. – Heidelberg: Huethig Verlag, 2007.

5. IEC 61508, International Standard 61508: Functional safety of electrical/electronic/programmable electronic safety-related systems, Geneva, International Electrotechnical Commission, 2000.

УДК 629.5.03

РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ СУДОВЫХ ТРЕХФАЗНЫХ АСИНХРОННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

А.Ф. Бурков, *канд. техн. наук, проф., акад., МГУ им. адм. Г.И. Невельского*

Ключевые слова: *судовой электропривод, трехфазный асинхронный двигатель, расчет параметров двигателей, векторная диаграмма двигателя, параметры схемы замещения*

Выполненный анализ судовых электроприводов (ЭП) показал, что подавляющее большинство электродвигателей (ЭД), входящих в состав ЭП, являются трехфазными с короткозамкнутой роторной обмоткой. Обмотка статора соединена в «звезду» без нулевого провода. Судовые многоскоростные ЭД с полюсопереключаемыми обмотками собираются в «звезду» на одной из ступеней скорости.

При аналитических исследованиях различных режимов работы судовых ЭП, работающих в специфических условиях, во многих случаях необходимо количественное определение параметров трехфазных асинхронных ЭД (электромеханических преобразователей). В судовых ЭП используются различные ЭД как отечественного, так и зарубежного производства, не всегда имеющие необходимые паспортные данные. Таким образом, представляется актуальной задача определения параметров трехфазных асинхронных ЭД.

Эти замечания являются исходными при постановке задачи определения параметров трехфазных асинхронных ЭД R_{sn}, R_{rn}, $L_{s\sigma n}$, $L_{r\sigma n}$, L_{mn} по экспериментальным данным.

Наиболее удобной для определения параметров является Г-образная схема замещения, в которой зажимы параллельной цепи Т-образной схемы вынесены на первичные выводы *1* и *2* (рис. 1).

Необходимо отметить, что параметры асинхронных ЭД не являются постоянными, так как $X_{s\sigma} = f(i_s)$, $R_r = f(\omega_r)$, $X_{r\sigma} = f(i_s)$, $X_m = f(\Phi)$, где $X_{s\sigma}$ – индуктивное сопротивление рассеяния обмотки статора; i_s – ток статора; R_r, $X_{r\sigma}$ – активное и индуктивное сопротивление рассеяния обмотки ротора, соответственно; ω_r – угловая скорость ротора; X_m – индуктивное сопротивление контура намагничивания; Φ – главный магнитный поток.

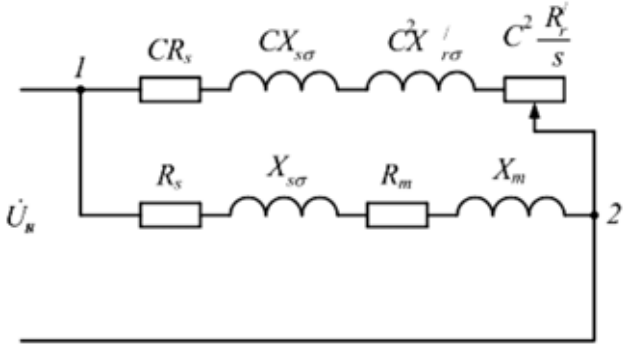


Рис. 1
Г-образная схема замещения фазы трехфазного асинхронного ЭД

Строго говоря, определяемые параметры схемы замещения ЭД будут соответствовать номинальному функциональному режиму и рассчитываться с погрешностью тем бóльшей, чем больше отклонение режима работы ЭД от номинального. Достоверность снимаемых исходных данных зависит от качества напряжения питания обмотки статора (его частоты, гармонического состава, степени несимметрии) и класса точности измерительных приборов.

Активное фазное сопротивление обмотки статора определяется по методу амперметра и вольтметра и приводится к рабочему сопротивлению R_s по известной формуле

$$R_s = \left(\frac{235 + \vartheta_p}{235 + \vartheta_u}\right) R_{su}, \qquad (1)$$

где ϑ_p – рабочая температура обмотки ЭД;
ϑ_u – температура, при которой производились измерения;
R_{su} – активное измеренное сопротивление обмотки статора ЭД.

Исходными данными для определения остальных параметров схемы замещения ЭД являются:

номинальное фазное напряжение статора $U_н$;

ток холостого хода статора I_{s0};

активная потребляемая мощность на холостом ходу P_0;

угловая скорость поля статора ω_0 (синхронная);

номинальный ток статора $I_{sн}$;

номинальная мощность $P_н$;

номинальный коэффициент мощности $\cos\varphi_н$;

номинальная угловая скорость ротора двигателя $\omega_н$.

Эти данные определяются по опыту холостого хода и при номинальном моменте сопротивления на валу ЭД.

Вектор тока $\dot{I}_r$ в Г-образной схеме замещения фазы ЭД связан с вектором тока ротора $\dot{I}'_r$, приведенного к цепи статора Т-образной схемы следующим соотношением:

$$\dot{I}_r = \frac{\dot{I}'_r}{C}. \qquad (2)$$

Аргумент C в (2) в показательном виде может быть определен как

$$C = \frac{U_н}{E_0} e^{-j\gamma}. \qquad (3)$$

ЭДС двигателя при холостом ходе E_0 в (3) можно выразить из уравнения фазного напряжения ЭД в виде

$$E_0 = \frac{U_н \cos\varphi_0 - I_{s0} R_s}{\cos(\varphi_0 + \gamma)}. \qquad (4)$$

В уравнении (4) неизвестными величинами являются угол сдвига фаз между векторами напряжения $\dot{U}_н$ и тока $\dot{I}_{s0}$ в режиме холостого хода φ_0 и угол между векторами $\dot{U}_н$ и $-\dot{E}_0\,\gamma$ (рис. 2).

Угол φ_0 определяется тригонометрическим выражением по исходным данным как

$$\varphi_0 = \arccos\left(\frac{P_0}{m_1 U_н I_{s0}}\right), \qquad (5)$$

где m_1 – число фаз обмотки статора.

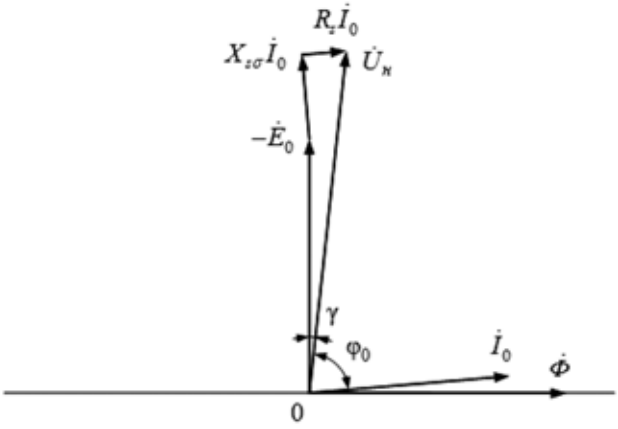


Рис. 2
Векторная диаграмма трехфазного асинхронного ЭД при идеальном холостом ходе

Угол γ определяется исходя из следующего.

Полное эквивалентное сопротивление вторичного контура схемы замещения (рис. 1) в номинальном режиме $Z_{г\text{н}}$ может быть выражено формулой

$$Z_{г\text{н}} = C(R_s + jX_{s\sigma}) + C^2(R'_г / s_\text{н} + jX'_{г\sigma}) \qquad (6)$$

Из (6) с учетом (3) после некоторых преобразований выводится уравнение для определения $R'_г$ Г-образной схемы замещения

$$R'_г = \frac{E_0 s_\text{н}[E_0(R_{г\text{н}}\cos(2\gamma) - X_{г\sigma\text{н}}\sin(2\gamma)) - U_н(R_s\cos\gamma - X_{s\sigma}\sin\gamma)]}{U_н^2}. \qquad (7)$$

Номинальное активное сопротивление $R_{г\text{н}}$ и индуктивное сопротивление рассеяния $X_{г\sigma\text{н}}$ в (7) могут быть определены из схемы замещения по известным зависимостям.

Аналогично (7) из (6) выводится уравнение для $X'_{г\sigma}$

$$X'_{г\sigma} = \frac{E_0[E_0(R_{г\text{н}}\sin(2\gamma) + X_{г\sigma\text{н}}\cos(2\gamma)) - U_н(R_s\sin\gamma + X_{s\sigma}\cos\gamma)]}{U_н^2}. \qquad (8)$$

Из выражения для номинального электромагнитного момента асинхронного ЭД приведенное активное сопротивление обмотки ротора R'_r определяется как

$$R'_r = \frac{P_н \omega_0 s_н}{C^2 m_1 p I_{rн}^2 \omega_н}. \quad (9)$$

Обозначив

$$\frac{P_н \omega_0}{m_1 p I_{rн}^2 \omega_н} = h, \frac{U_н R_s}{I_{s0} R_m} = k, \frac{U_н^2}{2 I_{s0}^2 R_m} = l, \quad (10)$$

уравнение (7) с учетом (9) и (10) после преобразований может быть представлено неприведенным полным квадратным уравнением

$$[(l + k\cos\varphi_0 - R_{rн})^2 + (k\sin\varphi_0 - X_{rσн})^2]\cos^2(2\gamma) + 2(l + k\cos\varphi_0 - R_{rн})(l + h)\cos(2\gamma) + (l + h)^2 - (k\sin\varphi_0 - X_{rσн})^2 = 0. \quad (11)$$

Решением этого уравнения относительно γ является выражение

$$\gamma = \frac{1}{2}\arccos\left[\frac{-(l + k\cos\varphi_0 - R_{rн})(l + h) \pm \sqrt{(k\sin\varphi_0 - X_{rσн})^2[(k\sin\varphi_0 - X_{rσн})^2 + (l + k\cos\varphi_0 - R_{rн})^2 + (k\sin\varphi_0 - X_{rσн})^2}}{+ (l + k\cos\varphi_0 - R_{rн})^2 - (l + h)^2] - 2(l + k\cos\varphi_0 - R_{rн})^2 (l + h)^2}\right]. \quad (12)$$

Необходимо отметить, что уравнение (11) не тождественно уравнению (7), так как при приведении (7) к (11) были введены лишние корни, которые определяются при выполнении проверки, после их подстановки в уравнение (7).

Активное сопротивление контура намагничивания R_m рассчитывается по данным опыта холостого хода как

$$R_m = \frac{U_н \cos\varphi_0}{I_{s0}} - R_s. \quad (13)$$

Таким образом, определив по (5) и (12) углы φ_0 и γ соответственно, с учетом (4) и (13), по (7) и (8) рассчитываются параметры схемы замещения ЭД R'_r и $X'_{r\sigma}$.

По данным опыта холостого хода определяется и $X_{s\sigma}$ по формуле

$$X_{s\sigma} = \frac{I_{s0} R_s \sin(\varphi_0 + \gamma) - U_н \sin\gamma}{I_{s0} \cos(\varphi_0 - \gamma)}. \qquad (14)$$

Индуктивное сопротивление контура намагничивания X_m определяется аналогично (13) по формуле

$$X_m = \frac{U_н \sin\varphi_0}{I_{s0}} - X_{s\sigma}. \qquad (15)$$

Необходимые для математического моделирования нештатных режимов работы ЭП параметры ЭД $L_{s\sigma n}$, $L_{r\sigma n}$ и L_{mn} определяются известными зависимостями $L_{s\sigma n} = f(X_{s\sigma})$, $L_{r\sigma n} = f(X'_{r\sigma})$, $L_{mn} = f(X_m)$.

В случаях, когда расчет угла γ при помощи (12) лишен математического или физического смысла, определяется область его допустимых значений решения задачи. Граничными будут значения γ при $X'_{r\sigma}(\gamma) = 0$ и $X_{s\sigma}(\gamma) = 0$.

Тогда из (8)

$$E_0 [E_0 (R_{rн} \sin(2\gamma_1) + X_{r\sigma н} \cos(2\gamma_1)) - U_н (R_s \sin\gamma_1 + X_{s\sigma} \cos\gamma_1)] = 0. \qquad (16)$$

Решение этого уравнения относительно γ_1 имеет вид

$$\gamma_1 = \frac{1}{2} \operatorname{arctg}\left[\frac{2 I_{s0} (U_н R_s \sin\varphi_0 - I_{s0} R_m X_{rн})}{U_н^2 + 2 I_{s0} (I_{s0} R_m R_{rн} - U_н R_s \cos\varphi_0)}\right]. \qquad (17)$$

Исходя из уравнения (5.14)

$$I_{s0} R_s \sin(\varphi_0 + \gamma_2) - U_н \sin\gamma_2 = 0. \qquad (18)$$

Угол γ_2 из (18) определяется по формуле

$$\gamma_2 = \operatorname{arctg}\left(\frac{I_{s0} R_s \sin\varphi_0}{U_н - I_{s0} R_s \cos\varphi_0}\right). \qquad (19)$$

Таким образом, значение угла γ для расчета параметров замещения ЭД в этом случае может быть определено как среднее арифметическое его граничных значений γ_1 и γ_2, которые рассчитываются по выражениям (17) и (19).

На основании аналитических выражений (1…19) разработан алгоритм расчета параметров схемы замещения трехфазного асинхронного ЭД, приведенный на рис. 3.

В качестве примера по разработанному алгоритму выполнены расчеты параметров R_s, $X_{s\sigma}$, R_m, X_m, R'_r, $X'_{r\sigma}$ Г-образной схемы замещения трехфазного асинхронного ЭД типа АО2-41-4 (схема соединения обмоток статора – «звезда»).

К исходным относятся полученные экспериментально данные опыта холостого хода (U_0 = 223 В; I_{s0} = 3,15 А; P_0 = 0,12 кВт; n_0 = = 1500 об/мин), номинального режима ($U_н$ = 220 В; $I_{sн}$ = 8,30 А; $P_н$ = = 4,00 кВт; $n_н$ = 1450 об/мин; $\cos\varphi_н$ = 0,85).

Кроме того к исходным данным относится измеренное активное сопротивление обмотки статора (R_{su} = 0,81 Ом), число пар полюсов ЭД (p = 2) и число фаз обмотки статора (m_1 = 3), а также, при необходимости, рабочая температура обмоток ЭД ϑ_p и температура ϑ_u, при которой производились измерения.

Результаты расчетов параметров АД типа АО2-41-4 для угла γ = = 0,688° приведены в табл. 1.

Таблица 1

Расчетные и справочные данные параметров схемы замещения трехфазного асинхронного двигателя типа АО2-41-4

Параметры	R_s, Ом	$X_{s\sigma}$, Ом	R_m, Ом	X_m, Ом	R'_r, Ом	$X'_{r\sigma}$, Ом
Расчетные	0,988	1,992	3,047	68,662	0,899	3,286
Справочные	1,050	2,076	–	68,799	0,785	2,388
Расхождение, %	– 6,3	– 4,2	–	– 0,2	12,7	27,3

Кроме того, в табл. 1 приведены справочные данные по параметрам ЭД типа АО2-41-4.

Сравнительный анализ результатов расчетов параметров АД по предлагаемой методике и соответствующих справочных данных для двигателя АО2-41-4 показал, что расхождение расчетных и справочных данных лежит в пределах (0,2…27,3) % (для X_m и $X'_{r\sigma}$, соответственно).

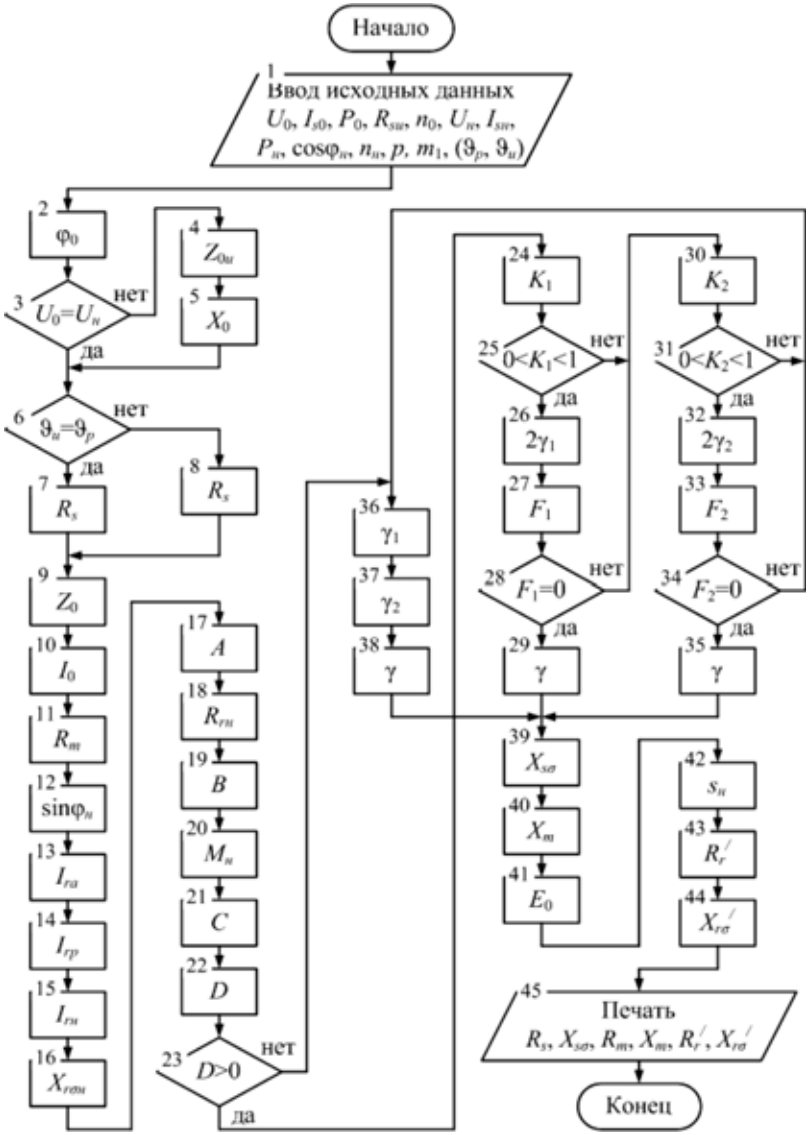


Рис. 3
Алгоритм расчета параметров трехфазных асинхронных ЭД
по данным опыта холостого хода и данным номинального режима

С целью количественной оценки степени изменения рассчитываемых параметров в функции угла γ, изменяющегося в пределах области допустимых значений, выполнены расчеты $R_s = f(\gamma)$, $X_{s\sigma} = f(\gamma)$, $R_m = f(\gamma)$, $X_m = f(\gamma)$, $R'_r = f(\gamma)$, $X'_{r\sigma} = f(\gamma)$, результаты которых приведены на рис. 4.

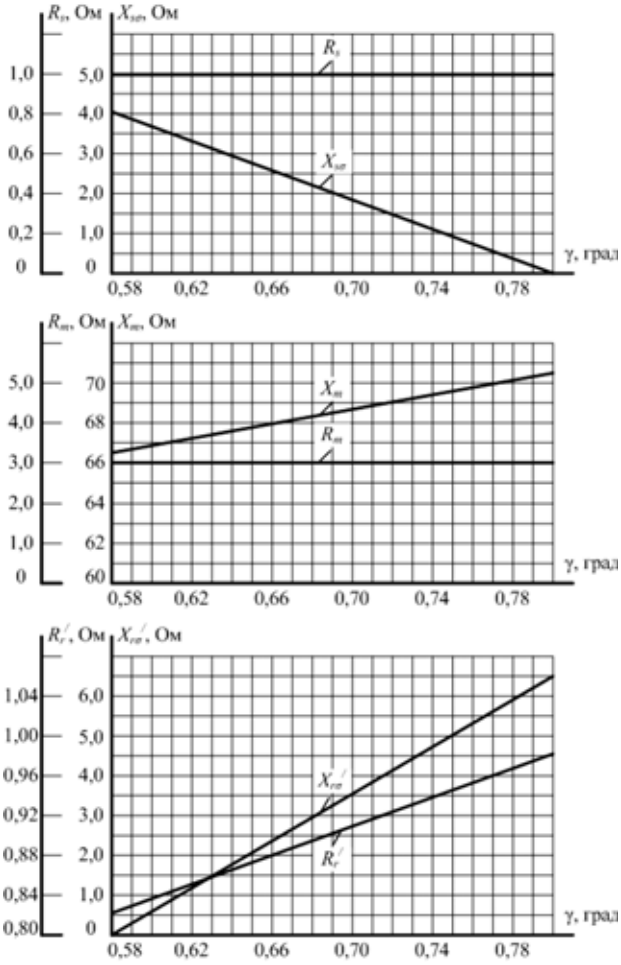


Рис. 4

Зависимости R_s, $X_{s\sigma}$, R_m, X_m, R'_r, $X'_{r\sigma}$ от угла γ АД типа АО2-41-4

Выводы

Представленные методика и алгоритм расчета позволяют с различной степенью точности определять параметры схемы замещения трехфазных асинхронных ЭД.

Сравнительный анализ результатов расчетов параметров по предлагаемой методике и соответствующих справочных данных для двигателя АО2-41-4 показал, что расхождение расчетных и справочных данных лежит в пределах 0,2…27,3 % (для X_m и $X'_{r\sigma}$, соответственно).

Список литературы

1. Автоматизированные судовые электроприводы : учеб. для электромех. спец. вузов / А. М. Бабаев, В. Я. Ягодкин. – М. : Транспорт, 1986. – 447 с.

2. Бурков А. Ф. История отечественных судовых электроприводов : монография. – Владивосток : ДВРТУ, 2009.

3. Электрические машины : учеб. для втузов / М.П. Костенко, Л.М. Пиотровский : в 2 ч. – М. ; Л. : Энергия, 1965. Ч. 2 : Машины переменного тока. – 2-е изд. – 1965. – 704 с. : ил.

УДК 629.5.051

ГЛОБАЛЬНАЯ СПУТНИКОВАЯ НИЗКООРБИТАЛЬНАЯ КВАЗИДОПЛЕРОВСКАЯ РАДИОНАВИГАЦИОННАЯ СИСТЕМА АРГОС

А.И. Кулинич, *СПбГМА им. адм. С.О.Макарова*
А.Н. Маринич, *канд. техн. наук, СПбГМА им. адм. С.О.Макарова*
А.В. Припотнюк, *СПбГМА им. адм. С.О.Макарова*
Ю.М. Устинов, *д-р техн. наук, проф., СПбГМА им. адм. С.О.Макарова*

Ключевые слова: *спутник, технические средства контроля, мониторинг, передача данных*

Спутниковая радионавигационная система АРГОС (Автоматизированная реляционная геодисциплинарная оперативная система) (разработка США, Франция) ориентирована на сбор информации в центрах мониторинга с множества объектов. В настоящее время система обслуживает более 16000 таких объектов. АРГОС широко используется для мониторинга судоходства во всем Мировом океане. Система работает в режиме передачи данных, в режиме телефонии – не работает.

В состав системы входит 6 спутников. Спутники размещены на полярных орбитах, высота орбит – 850 км. Время оборота спутников вокруг Земли ~ 102 мин. При таком времени один и тот же спутник находится над одной и той же точкой поверхности Земли через каждые 24 часа. Среднее время видимости спутника ~ 10 мин, диаметр зоны видимости – 5000 км. На рис. 1 показана полоса покрытия поверхности Земли за два оборота спутника. Эта полоса из-за вращения Земли смещается ~ на 25,71° на запад (примерно на 2800 км на экваторе) с каждым оборотом спутника.

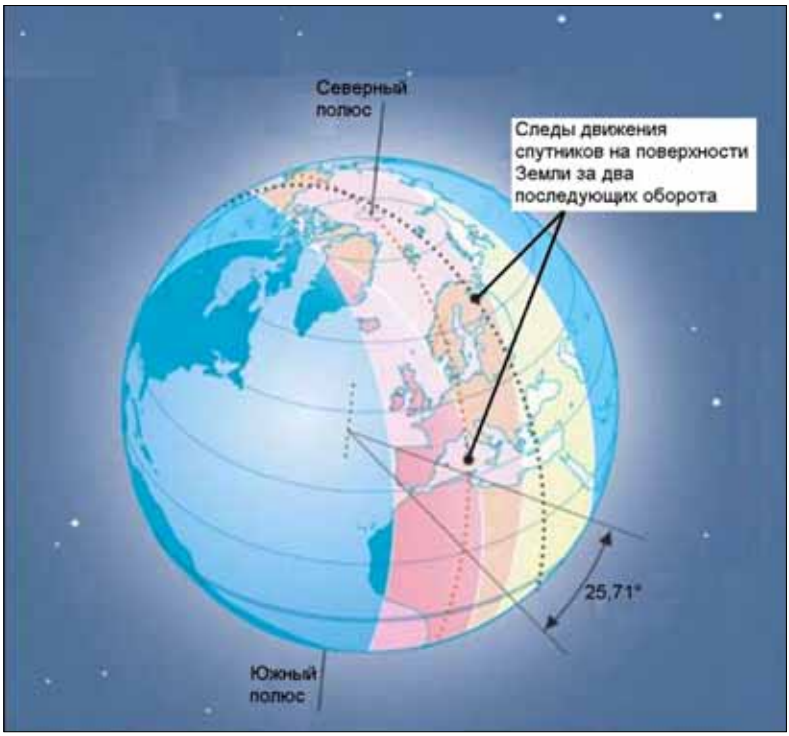


Рис. 1

На экваторе каждый спутник в течение суток виден четыре раза: два раза через интервал времени 102 мин и еще два раза с тем же интервалом через 12 ч, когда Земной шар сделает пол-оборота вокруг своей оси. На полюсе каждый спутник за сутки виден 14 раз – по числу оборотов спутника вокруг Земли. Общее число видимых спутников возрастает в 6 раз, т. к. в состав системы входит шесть спутников.

Технические средства контроля (ТСК), установленные на судах, периодически излучают сигналы на частоте 401,650 МГц ±30 МГц, длительность излучаемого сигнала составляет 360…920 мс, период повторения сигнала – 45…200 с. В передаваемом сигнале содержится сообщение объемом 256…4608 бит, в котором передается идентификационный номер ТСК и данные сенсорных датчиков: температура, давление, соленость, сила ветра и пр.

АРГОС начала функционировать с 1978 г. Напомним, что первый спутник ГЛОНАСС был запущен в 1982 г.

С начала работы АРГОС сменилось три поколения спутников:

– АРГОС-1 1978 г. – май 1998 г.;

– АРГОС-2 май 1998 г. – декабрь 2007 г.;

– АРГОС-3 декабрь 2007 г. – по настоящее время.

В сообщении, передаваемом ТСК для спутников АРГОС-1 и АРГОС-2, содержится 256…500 бит, для спутников АРГОС-3 – 5608 бит.

Спутники АРГОС-2 и АРГОС-3 обеспечивают двустороннюю связь с ТСК. В состав ТСК кроме передатчика входит приемник и процессор. Приемник предназначен для регистрации сигнала подтверждения, что спутник принял и замерил значения доплеровских частот, переданных ТСК. Процессор по данным альманаха, переданного спутником, включает передатчик ТСК лишь на время пролета спутника над ним.

Замеренные значения квазидоплеровских частот передают со спутника в один из региональных центров, откуда данные поступают в глобальный центр. В глобальном центре после определения координат ТСК результаты передаются заказчику – в центр мониторинга.

Ниже приводится методика определения координат ТСК по результатам квазидоплеровских измерений.

Скорость взаимного сближения спутника с ТСК определяется выражением

$$dR/dt = d/dt\,\sqrt{(x_{сп}-x_c)^2+(y_{сп}-y_c)^2+(z_{сп}-z_c)^2} = \\ = \frac{(x_{сп}-x_c)(\dot{x}_{сп}-\dot{x}_c)+(y_{сп}-y_c)(\dot{y}_{сп}-\dot{y}_c)+(z_{сп}-z_c)(\dot{z}_{сп}-\dot{z}_c)}{\sqrt{(x_{сп}-x_c)^2+(y_{сп}-y_c)^2+(z_{сп}-z_c)^2}},$$

где $x_{сп}$, $y_{сп}$, $z_{сп}$ – прямоугольные геоцентрические координаты спутника;
x_c, y_c, z_c – прямоугольные координаты ТСК;
$\dot{x}_{сп}$, $\dot{y}_{сп}$, $\dot{z}_{сп}$ – скорости изменения координат спутника;
$\dot{x}_c$, $\dot{y}_c$, $\dot{z}_c$ – скорости изменения координат ТСК.

Если судно не имеет хода, то $\dot{x}_c = \dot{y}_c = \dot{z}_c$ и скорость взаимного сближения будет иметь вид

$$dR/dt = \frac{(x_{сп}-x_c)\dot{x}_{сп}+(y_{сп}-y_c)\dot{y}_{сп}+(z_{сп}-z_c)\dot{z}_{сп}}{\sqrt{(x_{сп}-x_c)^2+(y_{сп}-y_c)^2+(z_{сп}-z_c)^2}}.$$

Результаты измерения квазидоплеровской частоты $\Delta f_{кд}$ на спутнике представятся в виде

$$dR / dt = \lambda (\Delta f_{кд} + \Delta f_{рас}),$$

где λ – длина волны излучаемого сигнала;
$\Delta f_{кд}$ – измеренное значение квазидоплеровской частоты;
$\Delta f_{рас}$ – расстройка номиналов частоты генераторов, установленных на ТСК и спутнике.

Если за время пролета спутника замеряются четыре значения квазидоплеровской частоты, то система уравнений имеет вид

$$\begin{cases} \dfrac{(x_{сп1} - x_с)\dot{x}_{сп1} + (y_{сп1} - y_с)\dot{y}_{сп1} + (z_{сп1} - z_с)\dot{z}_{сп1}}{\sqrt{(x_{сп1} - x_с)^2 + (y_{сп1} - y_с)^2 + (z_{сп1} - z_с)^2}} = \lambda (\Delta f_{кд1} + \Delta f_{рас}); \\ \dfrac{(x_{сп2} - x_с)\dot{x}_{сп2} + (y_{сп2} - y_с)\dot{y}_{сп2} + (z_{сп2} - z_с)\dot{z}_{сп2}}{\sqrt{(x_{сп2} - x_с)^2 + (y_{сп2} - y_с)^2 + (z_{сп2} - z_с)^2}} = \lambda (\Delta f_{кд2} + \Delta f_{рас}); \\ \dfrac{(x_{сп3} - x_с)\dot{x}_{сп3} + (y_{сп3} - y_с)\dot{y}_{сп3} + (z_{сп3} - z_с)\dot{z}_{сп3}}{\sqrt{(x_{сп3} - x_с)^2 + (y_{сп3} - y_с)^2 + (z_{сп3} - z_с)^2}} = \lambda (\Delta f_{кд3} + \Delta f_{рас}); \\ \dfrac{(x_{сп4} - x_с)\dot{x}_{сп4} + (y_{сп4} - y_с)\dot{y}_{сп4} + (z_{сп4} - z_с)\dot{z}_{сп4}}{\sqrt{(x_{сп4} - x_с)^2 + (y_{сп4} - y_с)^2 + (z_{сп4} - z_с)^2}} = \lambda (\Delta f_{кд4} + \Delta f_{рас}). \end{cases}$$

Путем решения этих уравнений по данным измерений квазидоплеровской частоты при пролете спутника над ТСК в различные четыре момента времени и данным эфемерид спутника в те же моменты в глобальном центре системы определяются координаты ТСК.

Так как суда расположены на поверхности моря и известна высота морской поверхности над поверхностью референц-эллипсоида, то координата $z_с$ считается известной. Поэтому в глобальном центре определяются лишь плановые координаты $x_с$, $y_с$. Для определения двух координат достаточно иметь три уравнения, а на спутнике замерять не четыре, а три значения квазидоплеровской частоты. С увеличением числа измерений точность определения координат судна возрастает.

Координаты объекта рассчитываются глобальным центром обработки на основе переданных региональными центрами данных.

Среднеквадратическая погрешность (СКП) определения координат по широте составляет:

для первого поколения спутников – 500…1500 м;

для второго поколения спутников – 250…500 м;

для третьего поколения спутников – менее 250 м.

На приполярных орбитах спутников, когда след спутника на поверхности Земли проходит по меридиану, при доплеровском определении координат судна по одному спутнику СКП координат по широте меньше, чем по долготе. Распределение погрешности положения на плоскости имеет форму не круга, а эллипса (рис. 2), причем погрешность по долготе возрастает по мере приближения судна к плоскости орбиты спутника. Если судно находится в плоскости орбиты, то большая ось эллипса направлена по долготе.

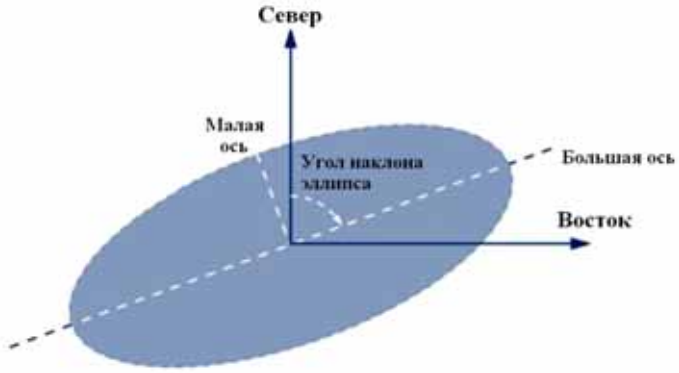


Рис. 2

На рис. 3 приведена карта, на которой показаны места расположения региональных и глобальных центров.

Глобальные центры обработки измерений находятся в Тулузе (Франция) и около Вашингтона (США), региональные центры сбора измерений расположены по всему миру. В России региональные центры обработки размещены в Мурманске, Петропавлевске-Камчатском. Эти центры предназначены для мониторинга. Число прохождения спутников системы АРГОС над полюсом составляет 84 раза в сутки.

Рис. 3

ТСК MAR E2 и MAR GE могут работать до 48 ч от внутренней батареи и неограниченное время – от внешнего питания.

ТСК MAR GE является более совершенным, т. к. в его состав входит приемник GPS.

Внешний вид ТСК MAR GE, установленного на мачте судна, приведен на рис. 4.

Рис. 4

ТСК MAR GE запоминает показания приемника GPS в момент окончания часа (на 0 часов, 0 минут, 0 секунд каждого часа) и каждые 140 с передает эти данные на спутник. Передается семь показаний приемника GPS, зарегистрированных в предшествующие семь часов, а также показания на момент излучения сигнала. ТСК MAR GE имеет встроенный аккумулятор.

К ТКС подключаются сенсоры – устройства, преобразующие физические параметры контролируемого объекта в цифровой код.

С помощью передатчика ТСК можно передавать короткие сообщения объемом от 256 до 4608 бит. Для этого к ТСК через коммутационный блок подключается терминал с небольшой клавиатурой.

В ТСК применяются разные типы передатчиков. Минимальная масса передатчика составляет 17 г.

На рис. 5 представлены несколько типов малогабаритных передатчиков ТСК, которые устанавливаются, в частности, на буях.

Рис. 5

Центры обработки АРГОС передают своим пользователям вычисленные координаты ТСК, а также данные сенсорных датчиков, подключенных к ТСК, в виде файлов определенного формата. Формат данных представляет собой последовательность буквенно-цифровых символов и содержит идентификационный номер ТСК, который передал информацию, показания сенсоров, широту и долготу местоположения передатчика.

Заключение

Система АРГОС обеспечивает мониторинг судов в северных широтах, в частности, на трассе Северного морского пути. В течение суток координаты каждого судна на этой трассе смогут передаваться в центр мониторинга более 50 раз. Однако двусторонняя передача сообщений связи с судами не обеспечивается.

Список литературы

1. Автоматизированные системы мониторинга судоходства / А.Н.Маринич, И.Г.Проценко, В.Ю.Резников, Ю.М.Устинов, А.Р.Шигабутдинов / Под общ. ред. Ю.М.Устинова. – СПб. : Судостроение, 2003. – 248 с. с ил.

2. Дуров А.А., Кан В.С., Мищенко И.Н., Никитенко Ю.И., Устинов Ю.М. Судовая радионавигация. Радионавигационные устройства и системы : Учебник для ВУЗов. – М. : 1998. – 205 с.

3. http://www.argos-system.com

4. http://www.gis-lab.info/programs/argos9/index-rus.html

5. http://www.rora-yachts.ru/argos.html

СОДЕРЖАНИЕ

Вопросы безопасности мореплавания

Глухов В.Г., Латухов С.В., Праслов Р.Д. Климатические критерии безопасности жизнедеятельности при производстве работ на шельфе Печорского моря 3

Ярисов В.В. Состояние аварийности рыбопромыслового флота Российской Федерации 8

Новое судостроение

Блинов Э.К., Алексеев К.А. Опыт строительства на класс Регистра научно-экспедиционного судна «АКАДЕМИК ТРЁШНИКОВ» 15

Бойко М.С., Кутейников М.А., Маркозов Г.В. О расширении классификационной символики Регистра применительно к судам ограниченного района плавания 29

Мореходные качества судов

Борисов Р.В., Кутейников М.А., Лузянин А.А. Разработка предложений по корректировке требований к диаграмме статической остойчивости 36

Ярисов В.В. Опасные ситуации и проектные методы определения критических возвышений центра тяжести судов, перевозящих зерновые сыпучие грузы 42

Бухановский А.В., Лопатухин Л.И., Чернышева Е.С. Новое поколение справочников по режиму волнения морей 50

Вопросы прочности судов и плавучих сооружений

Крыжевич Г.Б., Кутейников М.А.
Перспективы совершенствования требований к конструкции и прочности вертолетных палуб 66

Тряскин В.Н., Рюмин С.Н., Смирнов Ю.А., Матросов А.В., Неверовская Л.П., Кутейников М.А., Бойко М.С.
Методические основы программного обеспечения подготовки данных для выполнения прямых расчетов прочности корпусных конструкций нефтеналивных и навалочных судов в соответствии с требованиями Общих Правил МАКО 81

Бойко М.С. Об определении статистических характеристик изгибающего момента в корпусе судна при слеминге на основе имитационной модели 97

Судовые механические установки, валопроводы и движители

Сорокин В.А., Иванов М.Ю.
Сравнительный анализ технико-эксплуатационных характеристик отечественных и зарубежных судовых дизельных двигателей мощностью до 3 МВт 111

Емельянов М.Д. Уточнение коэффициентов запаса прочности силовых элементов валопровода, гребного винта и рулевого устройства на основе их повреждаемости 132

Семионичев Д.С. Особенности применения методологии ФОБ при оценке риска судовой энергетической установки 145

Гришкин В.В. О деятельности в области сокращения выбросов парниковых газов с судов 153

Гарин Э.Н. Автоматизированные расчеты конструктивных и гидравлических параметров системы водяного пожаротушения 167

Блинков А.Н., Власов А.А., Шурпяк В.К.
Анализ способов применения газового топлива
в судовых энергетических установках 177

Защита окружающей среды

Решетов Н.А. Технические требования
по экологической безопасности к судам, осуществляющим
транспортные перевозки по Северному морскому пути.....198

Освоение шельфовых месторождений

Дмитриева А.М., Тимофеев О.Я., Ярцев Б.А.,
Авдонкин А.С., Балагура С.В., Паршина Л.В.
Разработка требований к конструкции и прочности добычных
райзеров из полимерных композиционных материалов 211

Литонов О.Е. К вопросу анализа динамических моделей
воздействия льда на морские платформы 237

Электрооборудование и автоматизация судов

Кузнецов С.Е., Горева Т.С., Портнягин Н.Н.
Идентификация составляющих сигнала напряжения
судовой электроэнергетической системы
на основе вейвлет-преобразования.....242

Устинов А.А. О функциональной безопасности
в соответствии с международным стандартом МЭК 61508
на примере контроллеров HIMA.....254

Бурков А.Ф. Расчет параметров
судовых трехфазных асинхронных двигателей.....263

Радио- и навигационное оборудование судов

Кулинич А.И., Маринич А.Н., Припотнюк А.В.,
Устинов Ю.М. Глобальная спутниковая низкоорбитальная
квазидоплеровская радионавигационная система АРГОС 273

УДК 629.563:677.027.625.52

Ключевые слова: *Печорское море, шельф, нефтегазовое месторождение, буровая установка, безопасность жизнедеятельности, гидрометеорологические критерии.*

Глухов В.Г., Латухов С.В., Праслов Р.Д. Климатические критерии безопасности жизнедеятельности при производстве работ на шельфе Печорского моря // Науч.-техн. сб. Российского морского регистра судоходства. – Вып. 34. – 2011. – С. 3 – 7.

В настоящей статье рассмотрены гидрометеорологические критерии безопасности жизнедеятельности, которые могут быть эффективно использованы при освоении шельфовых нефтегазовых месторождений Печорского моря, при обеспечении и проведении работ на морских стационарных платформах и плавучих буровых установках.

УДК 629.562:347.796

Ключевые слова: *аварийность рыбопромыслового флота, остойчивость, крен, затопление, кораблекрушение, потеря остойчивости, опрокидывание.*

Ярисов В.В. Состояние аварийности рыбопромыслового флота Российской Федерации // Науч.-техн. сб. Российского морского регистра судоходства. – Вып. 34. – 2011. – С. 8 – 14.

В работе рассмотрена динамика аварийности рыбопромыслового флота Российской Федерации в период с 1995 по 2007 год.

УДК 629.5

Ключевые слова: *научно-экспедиционное судно «АКАДЕМИК ТРЕШНИКОВ», строительство экспедиционных судов, Российская антарктическая экспедиция.*

Блинов Э.К., Алексеев К.А. Опыт строительства на класс Регистра научно-экспедиционного судна «АКАДЕМИК ТРЁШНИКОВ» // Науч.-техн. сб. Российского морского регистра судоходства. – Вып. 34. – 2011. – С. 15 – 28.

Статья освещает события, предшествовавшие принятию решения о строительстве высокотехнологичного научно-экспедиционного судна, способного работать в суровых климатических условиях полярных регионов. В статье рассмотрен период от создания технико-экономического обоснования до заключения контракта на строительство и договора о техническом наблюдении за постройкой судна Российским морским регистром судоходства, приведен анализ взаимодействия сторон-участников строительства.

УДК 629.5.011:351.813.227

Ключевые слова: *Правила Регистра, суда ограниченного района плавания, нормирование.*

Бойко М.С., Кутейников М.А., Маркозов Г.В. О расширении классификационной символики Регистра применительно к судам ограниченного района плавания // Науч.-техн. сб. Российского морского регистра судоходства. – Вып. 34. – 2011. – С. 29 – 35.

В статье приводится информация о расширении классификационной символики Российского морского регистра судоходства – введении нового знака ограничения района плавания **R2-RSN(4,5)** в Правила классификации и постройки морских судов. Поставлены принципиальные задачи, которые необходимо решить для реализации предлагаемого изменения. Применительно к задаче расчетов прочности корпуса приведены формулы для редукционных коэффициентов, полученные в первом приближении.

УДК 629.12.001.11

Ключевые слова: *корректировка норм остойчивости, требования Правил Регистра, критерий погоды, метацентрическая высота, диаграмма статической остойчивости.*

Борисов Р.В., Кутейников М.А., Лузянин А.А. Разработка предложений по корректировке требований к диаграмме статической остойчивости // Науч.-техн. сб. Российского морского регистра судоходства. – Вып. 34. – 2011. – С. 36 – 41.

В статье приведены результаты работы, выполненной на кафедре теории корабля СПбГМТУ с целью гармонизации требований к диаграмме статической остойчивости Правил классификации и постройки морских судов Российского морского регистра судоходства (Правила Регистра) и Резолюции ИМО А.749(18).

Согласно требованиям Правил Регистра предел положительной статической остойчивости (закат диаграммы) должен составлять не менее 60°, однако в Резолюции ИМО А.749(18) такое требование отсутствует, что приводит к различным толкованиям применимости Правил Регистра.

В работе дано обоснование возможности исключения данного требования.

УДК 629.5.017.15

Ключевые слова: *Правила перевозки зерна, остойчивость, смещение зерна, угол естественного откоса зерна, аппликата центра тяжести, диаграмма статической остойчивости, кренящий момент.*

Ярисов В.В. Опасные ситуации и проектные методы определения критических возвышений центра тяжести судов, перевозящих зерновые сыпучие грузы // Науч.-техн. сб. Российского морского регистра судоходства. – Вып. 34. – 2011. – С. 42 – 49.

В работе рассмотрены основные недостатки действующих проектных нормативов по перевозке зерна. Определены на основании теоретико-экспериментальных исследований расчетные ситуации и проектные методы оценки остойчивости судов, перевозящих зерновые сыпучие грузы.

УДК 656.61.052.14: 551.466.2

Ключевые слова: *ветер, волны, климатические спектры, шторма, справочные данные.*

Бухановский А.В., Лопатухин Л.И., Чернышева Е.С. Новое поколение справочников по режиму волнения морей // Науч.-техн. сб. Российского морского регистра судоходства. – Вып. 34. – 2011. – С. 50 – 65.

В статье описаны основные методы расчета режима волнения (волнового климата). Современный подход, основанный на гидродинамическом моделировании полей волн с их последующей статистической обработкой, использован в справочниках нового поколения, изданных Регистром. С 2003 по 2010 год опубликованы четыре фундаментальных справочника по режиму ветра и волнения Азовского, Балтийского, Баренцева, Берингова, Белого, Карского, Каспийского, Охотского, Северного, Средиземного, Черного, Японского морей. В статье приводится описание статистических характеристик ветра и волнения, представленных в справочниках. Особое внимание уделено нетрадиционным статистикам и методам их оценки – климатическим спектрам, пространственным характеристикам штормов, совместным экстремальным характеристикам.

УДК 629.12:532.595

Ключевые слова: *прочность, вертолетная палуба, нагрузки.*

Крыжевич Г.Б., Кутейников М.А. Перспективы совершенствования требований к конструкции и прочности вертолетных палуб // Науч.-техн. сб. Российского морского регистра судоходства. – Вып. 34. – 2011. – С. 66 – 80.

В работе приведены результаты анализа опыта обеспечения прочности вертолетных палуб, отраженного в правилах ведущих классификационных обществ. На основе расчетных исследований предложен инженерный подход к оценке посадочных нагрузок с учетом интенсивности волнения и конструктивных параметров вертолета. Сформулированы рекомендации по совершенствованию нормативно-технической документации, регламентирующей требования к прочности вертолетных палуб на судах и шельфовых сооружениях.

УДК 629.12.01

Ключевые слова: *Общие Правила МАКО, расчеты прочности, метод конечных элементов.*

Тряскин В.Н., Рюмин С.Н., Смирнов Ю.А., Матросов А.В., Неверовская Л.П., Кутейников М.А., Бойко М.С. Методические осно-

вы программного обеспечения подготовки данных для выполнения прямых расчетов прочности корпусных конструкций нефтеналивных и навалочных судов в соответствии с требованиями Общих Правил МАКО // Науч.-техн. сб. Российского морского регистра судоходства. – Вып. 34. – 2011. – С. 81 – 96.

В статье представлены результаты работы, которая выполнялась СПбГМТУ в 2010 г. по заказу Российского морского регистра судоходства в рамках общих работ Регистра по созданию программного обеспечения для выполнения проверочных расчетов прочности корпусных конструкций на основе нормативов Общих Правил МАКО для нефтеналивных и навалочных судов. Рассматриваются методические принципы подготовки данных для выполнения прямых расчетов прочности корпусных конструкций нефтеналивных и навалочных судов в соответствии с требованиями Общих Правил МАКО. Обосновывается целесообразность привлечения для решения таких задач лицензионных программных продуктов FEMAP-NASTRAN NX. Приводятся результаты тестовых расчетов с использованием разработанного программного обеспечения.

УДК 629.12.539.4

Ключевые слова: *корпус судна, имитационная модель, слеминг.*

Бойко М.С. Об определении статистических характеристик изгибающего момента в корпусе судна при слеминге на основе имитационной модели // Науч.-техн. сб. Российского морского регистра судоходства. – Вып. 34. – 2011. – С. 97 – 110.

В статье приводится краткое описание предлагаемых автором методов определения статистических характеристик нелинейного изгибающего момента в корпусе судна при слеминге. Расчеты выполняются на основе разработанной автором имитационной модели с применением специального программного обеспечения. Результаты расчетов по предложенным методам и алгоритмам могут быть использованы при проектировании судов новых типов, при совершенствовании требований нормативных документов, назначении судам эксплуатационных ограничений по условию прочности при слеминге.

УДК 621.436.12:629.122/123

Ключевые слова: *судовые двигатели, анализ конкурентоспособности, перспективы развития.*

Сорокин В.А., Иванов М.Ю. Сравнительный анализ технико-эксплуатационных характеристик отечественных и зарубежных судовых дизельных двигателей мощностью до 3 МВт // Науч.-техн. сб. Российского морского регистра судоходства. – Вып. 34. – 2011. – С. 111 – 131.

В статье представлены характеристики отечественных и зарубежных судовых дизельных двигателей мощностью до 3000 кВт. Выполнен сравнительный анализ технико-эксплуатационных параметров дизельных двигателей.

Показано, что по основным, определяющим конкурентоспособность технико-эксплуатационным показателям (форсировка, экономичность, экологические и ресурсные показатели и др.), зарубежные дизельные двигатели превосходят двигатели отечественного производства. Обозначены проблемы отечественного дизелестроения, даны рекомендации по дальнейшему совершенствованию и развитию отечественных судовых дизельных двигателей.

УДК 629.5.035.5: 629.5.035.8: 629.5.061.1

Ключевые слова: *прочность валопровода, гребного винта и рулевого устройства.*

Емельянов М.Д. Уточнение коэффициентов запаса прочности силовых элементов валопровода, гребного винта и рулевого устройства на основе их повреждаемости // Науч.-техн. сб. Российского морского регистра судоходства. – Вып. 34. – 2011. – С. 132 – 144.

В статье рассматривается повреждаемость гребных винтов, валопроводов и рулевых устройств, у которых выявлена повышенная частота отказов силовых элементов при бортовом положении линии вала по сравнению с центральным расположением.

Для снижения повреждаемости до приемлемого уровня предлагается ввести дополнительный корректирующий коэффициент запаса прочности, учитывающий положение линии вала. Данная задача ре-

шалась путем расчета вероятности возникновения повреждения силовых элементов при разных уровнях нагрузки.

Полученные значения корректирующего коэффициента запаса прочности, учитывающего расположение линии вала, могут быть использованы в расчетных формулах Правил Российского морского регистра судоходства, определяющих прочностные размеры силовых элементов.

УДК 621.43

Ключевые слова: *формализованная оценка безопасности, судовая энергетическая установка, надежность, алгоритм, математическая модель, риск, отказ, дерево событий.*

Семионичев Д.С. Особенности применения методологии ФОБ при оценке риска судовой энергетической установки // Науч.-техн. сб. Российского морского регистра судоходства. – Вып. 34. – 2011. – С. 145 – 152.

В статье рассмотрены вопросы, посвященные возможности использования методологии ФОБ для оценки надежности и вычисления риска компонентов энергетической установки судов в эксплуатации. Разработан алгоритм, позволяющий оценивать риск для судовой энергетической установки, а также показаны возможные подходы к определению погрешности оценки.

УДК 629.5.03:632.151

Ключевые слова: *выбросы парниковых газов, энергоэффективность судна.*

Гришкин В.В. О деятельности в области сокращения выбросов парниковых газов с судов // Науч.-техн. сб. Российского морского регистра судоходства. – Вып. 34. – 2011. – С. 153 – 166.

В статье рассмотрены технические меры и рыночные механизмы сокращения выбросов парниковых газов с судов, описываются этапы создания правил, регламентирующих энергоэффективность судов, а также даются пояснения для инспекторского состава Российского морского регистра судоходства по сути указанных правил.

УДК 629.5.067.8

Ключевые слова: *проектирование общесудовых систем, Excel, поиск решения, автоматизированное проектирование, математическая модель, эффективность решения.*

Гарин Э.Н. Автоматизированные расчеты конструктивных и гидравлических параметров системы водяного пожаротушения // Науч.-техн. сб. Российского морского регистра судоходства. – Вып. 34. – 2011. – С. 167 – 176.

В статье представлено описание расчетных подходов, разработанных автором на кафедре конструкции судов СПбГМТУ для использования при проектировании общесудовых систем, в том числе – системы водяного пожаротушения. В качестве автоматизированного расчетного средства рассматривается Microsoft Excel, а также встроенная в Excel поисково-оптимизационная процедура «Поиск решения».

УДК 629.54:621.436.72

Ключевые слова: *судовые двигатели, газовое топливо, опасности газового топлива, разработка требований Регистра.*

Блинков А.Н., Власов А.А., Шурпяк В.К. Анализ способов применения газового топлива в судовых энергетических установках // Науч.-техн. сб. Российского морского регистра судоходства. – Вып. 34. – 2011. – С. 177 – 197.

В настоящей статье рассмотрены вопросы применения природного газа в качестве топлива на судах, не являющихся газовозами, особенности использования газового топлива в различных типах энергетических установок (ПТУ, ГТУ и различные типы судовых ДВС) и способы хранения газового топлива на судне. Идентифицированы опасности, связанные с использованием газового топлива, возникающие в зависимости от способа хранения и способа использования (типа энергетической установки). Сформулированы основные принципы обеспечения безопасности на судне-газоходе, которые предполагается использовать при разработке требований Российского морского регистра судоходства к таким судам.

УДК 656.611:632.153:292.2

Ключевые слова: *экологическая безопасность, транспортные перевозки по Северному морскому пути.*

Решетов Н.А. Технические требования по экологической безопасности к судам, осуществляющим транспортные перевозки по Северному морскому пути // Науч.-техн. сб. Российского морского регистра судоходства. – Вып. 34. – 2011. – С. 198 – 210.

В настоящей статье представлен анализ требований международных законодательных актов, Морских администраций стран, эксплуатирующих суда на трассах Северного морского пути, а также требований Российского морского регистра судоходства, предъявляемых к судам в части защиты окружающей среды при плавании в арктических водах.

УДК 622.24.002.54 – 036

Ключевые слова: *обустройство шельфовых месторождений, добычный райзер, полимерные композиционные материалы.*

Дмитриева А.М., Тимофеев О.Я., Ярцев Б.А., Авдонкин А.С., Балагура С.В., Паршина Л.В. Разработка требований к конструкции и прочности добычных райзеров из полимерных композиционных материалов // Науч.-техн. сб. Российского морского регистра судоходства. – Вып. 34. – 2011. – С. 211 – 236.

В статье рассматривается комплекс вопросов по созданию райзеров из полимерных композиционных материалов (ПКМ). Приведена номенклатура расчетных нагрузок и сформулированы основные требования, вытекающие из функционального назначения райзера. Обоснован выбор материалов силовой композитной оболочки и внутреннего герметизирующего слоя (лейнера). Выполнены сравнительные оценки диссипативно-жесткостных характеристик, прочности и устойчивости райзера из ПКМ, стали и титановых сплавов. Рассмотрены некоторые сравнительные характеристики райзера из ПКМ по отношению к райзерам из стали и титанового сплава, в том числе укрупненная технико-экономическая оценка жизненного цикла райзера из ПКМ.

УДК 629.514:624.042.43

Ключевые слова: *морские стационарные платформы, плавучие буровые установки, динамическая модель воздействия льда, коэффициент динамичности воздействия льда.*

Литонов О.Е. К вопросу анализа динамических моделей воздействия льда на морские платформы // Науч.-техн. сб. Российского морского регистра судоходства. – Вып. 34. – 2011. – С. 237 – 241.

В статье анализируется сложившаяся ситуация с внедрением динамических моделей взаимодействия плавучих буровых установок (ПБУ) и морских стационарных платформ (МСП) с ледовыми образованиями. Подчеркивается необходимость учета динамических явлений при расчетах предельной и усталостной прочности конструкций ПБУ/МСП. Приводятся некоторые примеры реальных аварийных случаев, вызванных динамическим воздействием льда на ПБУ/МСП.

УДК 629.7.064.5

Ключевые слова: *вейвлет-преобразование, питающее напряжение, качество электроэнергии, судовая электроэнергетическая система, локальные особенности сигнала.*

Кузнецов С.Е., Горева Т.С., Портнягин Н.Н. Идентификация составляющих сигнала напряжения судовой электроэнергетической системы на основе вейвлет-преобразования // Науч.-техн. сб. Российского морского регистра судоходства. – Вып. 34. – 2011. – С. 242 – 253.

Статья посвящена решению задачи обработки и анализа сложного сигнала питающего напряжения судовой электроэнергетической системы путем построения нелинейных адаптивных аппроксимирующих схем на основе экстраполирующих фильтров с помощью вейвлет-преобразования. Обоснована целесообразность применения вейвлет-разложения для определения локальных особенностей в сигнале питающего напряжения. Предлагаемый метод позволяет контролировать качество электроэнергии в точках общего присоединения приемников (например, на шинах ГРЩ) и при необходимости компенсировать возмущение в питающей сети.

УДК 621.3:623.48:006.032

Ключевые слова: *функциональная безопасность, уровни полноты безопасности, системы безопасности, контроллеры, избыточность, восстанавливающий орган.*

Устинов А.А. О функциональной безопасности в соответствии с международным стандартом МЭК 61508 на примере контроллеров HIMA // Науч.-техн. сб. Российского морского регистра судоходства. – Вып. 34. – 2011. – С. 254 – 262.

Статья посвящена требованиям к системам безопасности для обеспечения функциональной безопасности в соответствии с МЭК 61508. Даны основные определения и разъяснения некоторых терминов, используемых в стандарте. Реализация функциональной безопасности рассматривается на примере контроллеров фирмы HIMA. Представлены некоторые схемные решения, позволяющие обеспечить требуемый уровень полноты безопасности.

УДК 629.5.03

Ключевые слова: *судовой электропривод, трехфазный асинхронный двигатель, расчет параметров двигателей, векторная диаграмма двигателя, параметры схемы замещения.*

Бурков А.Ф. Расчет параметров судовых трехфазных асинхронных двигателей // Науч.-техн. сб. Российского морского регистра судоходства. – Вып. 34. – 2011. – С. 263 – 272.

В статье изложена методика расчета параметров асинхронных двигателей (АД) на основе Г-образной схемы замещения фазы трехфазного электродвигателя. На основании аналитических зависимостей разработан алгоритм расчета параметров схемы замещения и выполнен соответствующий расчет применительно к АД типа А02-41-4 (обмотки соединены «звездой») по основным исходным данным опыта холостого хода и номинального режима работы АД. Произведена оценка погрешности выполненных расчетов, приведены соответствующие графические зависимости.

УДК 629.5.051

Ключевые слова: *спутник, технические средства контроля, мониторинг, передача данных*

Кулинич А.И., Маринич А.Н., Припотнюк А.В., Устинов Ю.М. Глобальная спутниковая низкоорбитальная квазидоплеровская радионавигационная система АРГОС // Науч.-техн. сб. Российского морского регистра судоходства. – Вып. 34. – 2011. – С. 273 –280.

В статье описывается принцип построения и функционирования глобальной спутниковой квазидоплеровской низкоорбитальной системы АРГОС, а также методика определения координат объекта мониторинга. Приводится погрешность определения местоположения объекта.

UDC 629.563:677.027.625.52

Kew words: *the Pechora Sea, shelf, oil-and-gas field, drilling unit, life safety, hydrometeorological criteria.*

V.G. Glukhov, S.V. Latukhov, R.D. Praslov. Life Safety Climatic Criteria During Offshore Operations in the Pechora Sea // Transactions of Russian Maritime Register of Shipping. – Issue 34. – 2011. – P. 3 – 7.

The article considers life safety hydrometeorological criteria which may be effectively used when developing the Pechora Sea offshore oil-and-gas fields, when supporting and conducting operations on fixed offshore platforms and mobile offshore drilling units.

UDC 629.562:347.796

Kew words: *fishing fleet accident rate, stability, heel, flooding, shipwreck, loss of stability, capsizing.*

V.V. Yarisov. Accident Rate of the Russian Federation Fishing Fleet // Transactions of Russian Maritime Register of Shipping. – Issue 34. – 2011. – P. 8 – 14.

The article considers the accident rate dynamics for the Russian Federation fishing fleet during 1995 to 2007.

UDC 629.5

Key words: *scientific research ship AKADEMIK TRESHNIKOV, research ships construction, Russian Antarctic expedition.*

E.K. Blinov, K.A. Alekseyev. Experience of Scientific Research Ship AKADEMIK TRESHINKOV Construction to the Register Class // Transactions of Russian Maritime Register of Shipping. – Issue 34. – 2011. – P. 15 – 28.

The article covers the background for the decision to construct a sophisticated scientific research ship for operation under harsh climatic conditions of polar regions. The period has been considered from the feasibility analysis up to concluding the contract on the ship construction and

the agreement on the Russian Maritime Register of Shipping technical supervision of the ship construction, cooperation of parties to the construction has been reviewed.

UDC 629.5.011:351.813.227

Kew words: *the Register Rules, ships of restricted area of navigation, normalization.*

M.S. Boiko, M.A. Kuteinikov, G.V. Markozov. Extension of the Register Distinguishing Marks for Ships of Restricted Area of Navigation // Transactions of Russian Maritime Register of Shipping. – Issue 34. – 2011. – P. 29 – 35.

The article contains information on the extension of the Russian Maritime Register of Shipping distinguishing marks, namely, the introduction of a new distinguishing mark for restricted area of navigation **R2-RSN(4,5)** into Rules for the Classification and Construction of Sea-Going Ships. Principal tasks have been set to be solved for implementation of the suggested amendment. As far as the task of hull strength calculation is concerned, formulas have been given for reduction factors obtained in the first approximation.

UDC 629.12.001.11

Kew words: *stability norms correction, requirements of the Register Rules, weather criterion, metacentric height, static stability curve.*

R.V. Borisov, M.A. Kuteinikov, A.A. Luzyanin. Developing Proposals for Correcting Static Stability Curve Requirements // Transactions of Russian Maritime Register of Shipping. – Issue 34. – 2011. – P. 36 – 41.

The article covers the research results obtained by the Ship Theory Chair of the St. Petersburg State Maritime Technical University in order to harmonize the static stability curve requirements of Rules for the Classification and Construction of Sea-Going Ships of Russian Maritime Register of Shipping (the Register Rules) and of IMO Resolution A.749(18).

According to the requirements of the Register Rules, the limit of positive static stability (the angle of vanishing stability) is not to be less than 60°.

However, this requirement is not contained in IMO Resolution A.749(18), which involves different interpretations of the Register Rules applicability.

The possibility has been substantiated to delete the above requirement.

UDC 629.5.017.15

Kew words: *Rules for the Carriage of Grain, stability, grain shifting, angle of repose for grain, vertical centre of gravity, static stability curve, heeling moment.*

V.V. Yarisov. Hazardous Situations and Design Methods of Determining Critical Height of Centre of Gravity for Ships Carrying Grain Cargo in Bulk // Transactions of Russian Maritime Register of Shipping. – Issue 34. – 2011. – P. 42 – 49.

The article covers the main defects of the current design standards for grain carriage. Proceeding from theoretical and experimental research, design events and design methods have been determined of stability assessment of ships carrying grain cargo in bulk.

UDC 656.61.052.14: 551.466.2

Kew words: *wind, waves, climatic spectra, storms, reference data.*

A.V. Bukhanovsky, L.I. Lopatukhin, E.S. Chernysheva. New Generation of Reference Books on Seas Wave Conditions // Transactions of Russian Maritime Register of Shipping. – Issue 34. – 2011. – P. 50 – 65.

The article describes the principal methods of wave conditions (wave climate) determination. The new generation reference books published by the Register are based on a modern approach using hydrodynamic wave field simulation followed by statistical processing. Between 2003 and 2010, four fundamental reference books on the wind and wave conditions of the Azov, Baltic, Barents, Bering, White, Kara, Caspian Seas, Sea of Okhotsk, Northern, Mediterranean, Black Seas and the Sea of Japan were published. The article contains the description of wind and wave statistical characteristics specified in the reference books. Special attention has been given to non-traditional statistics and their assessment methods, i. e. climatic spectra, spatial characteristics of storms, common extreme characteristics.

UDC 629.12:532.595

Kew words: *strength, helideck, loads.*

G.B. Krizhevich, M.A. Kuteinikov. Prospects of Improving Requirements for Helidecks Structure and Strength // Transactions of Russian Maritime Register of Shipping. – Issue 34. – 2011. – P. 66 – 80.

The article contains the review results of experience in ensuring helideck strength, as reflected in the rules of leading classification societies. Basing on calculations, an engineering approach has been suggested to landing load estimation with due regard for waves intensity and helicopter structural parameters. Recommendations have been formulated on improving the normative documents regulating requirements for helideck strength on ships and offshore structures.

UDC 629.12.01

Kew words: *IACS Common Rules, strength calculations, finite element method.*

V.N. Tryaskin, S.N. Ryumin, Yu.A. Smirnov, A.V. Matrosov, L.P. Neverovskaya, M.A. Kuteinikov, M.S. Boiko. Methodological Basis of Software to Prepare Data for Direct Hull Strength Calculations of Oil Tankers and Bulk Carriers According to IACS Common Rules Requirements // Transactions of Russian Maritime Register of Shipping. – Issue 34. – 2011. – P. 81 – 96.

The article summarizes the results of research conducted by the St. Petersburg State Maritime Technical University in 2010 at the request of Russian Maritime Register of Shipping as part of integrated study initiated by the Register to develop software for hull strength proof calculations on the basis of standards contained in IACS Common Rules for oil tankers and bulk carriers. Methodological principles have been considered of preparing data for direct hull strength calculations of oil tankers and bulk carriers in accordance with IACS Common Rules requirements. The use of licensed FEMAP-NASTRAN NX software has been substantiated to solve such tasks. Results have been given of test calculations using the software developed.

UDC 629.12.539.4

Kew words: *ship hull, simulation model, slamming.*

M.S. Boiko. Simulation Model-Based Determination of Hull Bending Moment Statistic Characteristics under Slamming // Transactions of Russian Maritime Register of Shipping. – Issue 34. – 2011. – P. 97 – 110.

The article contains brief description of determining statistical characteristics of non-linear hull bending moment under slamming, as suggested by the author. The calculations are based on a simulation model, as developed by the author, using specialized software. The results of calculations by suggested methods and algorithms may be used for novel craft design, improvement of the normative documents requirements, assignment of service restrictions for ships with respect to slamming strength.

UDC 621.436.12:629.122/123

Kew words: *marine engines, competitiveness review, development prospects.*

V.A. Sorokin, M.Yu. Ivanov. Comparative Performance Analysis of Home- and Foreign-Manufactured Marine Diesel Engines of up to 3 MW Capacity // Transactions of Russian Maritime Register of Shipping. – Issue 34. – 2011. – P. 111 – 131.

The article contains characteristics of home- and foreign-manufactured marine diesel engines of up to 3 000 kW capacity. Comparative performance review of diesel engines has been made.

It has been demonstrated that foreign-made diesel engines are superior to home-made ones in basic characteristics influencing competitiveness (boost, efficiency, environmental and fatigue performance, etc.). Home diesel engine manufacturing problems have been indicated, recommendations have been made on further improvement and development of home-manufactured marine diesel engines.

UDC 629.5.035.5: 629.5.035.8: 629.5.061.1

Kew words: *shafting, propeller and steering gear strength.*

M.D. Yemelyanov. Specifying Safety Factors for Load-Bearing Components of Shafting, Propeller and Steering Gear Proceeding from Their Damage Rate // Transactions of Russian Maritime Register of Shipping. – Issue 34. – 2011. – P. 132 – 144.

The article considers damage rate of propellers, shafting and steering gear with increased load-bearing component failure rate in case of the shafting line side arrangement as compared to its central arrangement.

In order to reduce damage rate to an acceptable level, additional corrective safety factor has been suggested considering the shafting line arrangement. To solve the task, the probability has been determined of load-bearing component failure at different load levels.

The obtained values of corrective safety factor considering the shafting line arrangement may be used for calculation of load-bearing component scantlings by the formulas given in the Rules of Russian Maritime Register of Shipping.

UDC 621.43

Kew words: *formal safety assessment, ship propulsion plant, reliability, algorithm, mathematical model, risk, failure, event tree.*

D.S. Semionichev. Peculiarities of FSA Methodology Application During Ship Propulsion Plant Risk Assessment // Transactions of Russian Maritime Register of Shipping. – Issue 34. – 2011. – P. 145 – 152.

The article considers issues associated with applying the FSA methodology for reliability and risk assessment of the propulsion plant components of ships in service. The algorithm has been developed to enable risk assessment of the ship propulsion plant, and possible approaches have been demonstrated to determining the assessment error.

UDC 629.5.03:632.151

Kew words: *greenhouse gas emissions, ship energy efficiency.*

V.V. Grishkin. Activities Aimed at Reducing Greenhouse Gas Emissions from Ships // Transactions of Russian Maritime Register of Shipping. – Issue 34. – 2011. – P. 153 – 166.

The article considers technical measures for and market mechanisms of reducing greenhouse gas emissions from ships. Development stages have been described for rules regulating ships energy efficiency, clarifications have been given for surveyors of Russian Maritime Register of Shipping as to the essence of the rules.

UDC 629.5.067.8

Kew words: *ship's service system design, Excel, decision making, automated design, mathematical model, decision effectiveness.*

E.N. Garin. Automated Analysis of Structural and Hydraulic Parameters for Water Fire Main System // Transactions of Russian Maritime Register of Shipping. – Issue 34. – 2011. – P. 167 –176.

The article describes theoretical approaches to ship's service systems design including water fire main system, developed by the author at the Ship Design Chair of the St. Petersburg State Maritime Technical University. Microsoft Excel as well as the built-in search-and-optimization system "Decision Making" have been adopted as the automated analysis instruments.

UDC 629.54:621.436.72

Kew words: *marine engines, gas fuel, gas fuel-associated hazards, development of the Register requirements.*

A.N. Blinkov, A.A. Vlasov, V.K. Shurpyak. Review of Gas Fuel Application for Marine Propulsion Plants // Transactions of Russian Maritime Register of Shipping. – Issue 34. – 2011. – P. 177 – 197.

The article considers the application of natural gas as fuel for ships other than gas carriers, peculiarities of using gas fuel for propulsion plants of different types (STP, GTP, marine ICE of different types) and the on-board storage methods for gas fuel. Hazards have been identified associated with the application of gas fuel depending on the method of storage and application (type of propulsion plant). Basic gas carrier safety principles have been formulated suggested for implementation when developing the requirements of Russian Maritime Register of Shipping for the particular type of ships.

UDC 656.611:632.153:292.2

Kew words: *environmental safety, transportation along the Northern Sea Route.*

N.A. Reshetov. Technical Requirements for Environmental Safety of Ships Engaged in Transportation along the Northern Sea Route // Transactions of Russian Maritime Register of Shipping. – Issue 34. – 2011. – P. 198 – 210.

The article reviews the requirements of international legislation, maritime administrations of states operating ships along the Northern Sea Route, as well as the requirements of Russian Maritime Register of Shipping covering environmental protection during navigation in Arctic waters.

UDC 622.24.002.54 – 036

Kew words: *offshore field development, production riser, polymeric composite materials.*

A.M. Dmitriyeva, O.Ya. Timofeyev, B.A. Yartsev, A.S. Avdonkin, S.V. Balagura, L.V. Parshina. Development of Requirements for Structure and Strength of Production Risers of Polymeric Composite Materials // Transactions of Russian Maritime Register of Shipping. – Issue 34. – 2011. – P. 211 – 236.

The article considers issues covering risers' manufacture of polymeric composite materials (PCM). Design loads nomenclature has been introduced, basic requirements have been formulated depending on the riser functional purpose. Substantiation has been provided for selection of ma-

terials for laminate and liner. Comparative assessment has been made of dissipative stiffness behaviour, strength and stability of risers of PCM, steel and titanium alloys. Some comparative characteristics have been considered of PCM risers in relation to steel or titanium alloys risers including the consolidated feasibility assessment of PCM risers life cycle.

UDC 629.514:624.042.43

Kew words: *fixed offshore platforms, mobile offshore drilling units, dynamic model of ice impact, amplification factor of ice impact.*

O.Ye. Litonov. Concerning Analysis of Dynamic Models of Ice Impact on Offshore Platforms // Transactions of Russian Maritime Register of Shipping. – Issue 34. – 2011. – P. 237 – 241.

The article reviews current situation in respect of implementing dynamic models of mobile offshore drilling units (MODU) and fixed offshore platforms (FOP) interaction with ice formations. The necessity has been emphasized for considering dynamic phenomena when determining the ultimate and fatigue strength of MODU/FOP structures. Some actual accidents have been presented due to dynamic ice impact on MODU/FOP.

UDC 629.7.064.5

Kew words: *wavelet transform, supply voltage, power quality, ship electric power system, signal local characteristics.*

S.Ye. Kuznetsov, T.S. Goreva, N.N. Portnyagin. Wavelet-Transform-Based Component Identification of Voltage Signal of Ship Electric Power System // Transactions of Russian Maritime Register of Shipping. – Issue 34. – 2011. – P. 242 – 253.

The article is dedicated to solving the task of processing and review of composite supply voltage signal of the ship electric power system through constructing non-linear adaptive approximating circuits based on extrapolation filters using wavelet transform. The advisability has been substantiated of applying wavelet decomposition to determine the local particulars of supply voltage signal. The suggested method provides for monitoring

power quality at points of common consumer connection (e. g. at main distribution board busbars) and for compensating disturbance in the supply main, if necessary.

UDC 621.3:623.48:006.032

Kew words: *functional safety, safety integrity level, safety systems, controllers, redundancy, restoring organ.*

A.A. Ustinov. Functional Safety under International Standard MEC 61508 in Terms of HIMA Controllers // Transactions of Russian Maritime Register of Shipping. – Issue 34. – 2011. – P. 254 – 262.

The article covers safety systems requirements aimed at ensuring functional safety under MEC 61508. Basic definitions and clarifications of particular terms used in the standard have been given. Functional safety implementation has been considered in terms of HIMA controllers. Some designs have been presented providing for ensuring the required safety integrity level.

UDC 629.5.03

Kew words: *ship electric drive, three-phase asynchronous engine, engine parameter determination, engine vector diagram, equivalent parameters.*

A.F. Burkov. Determination of Marine Three-Phase Asynchronous Engine Parameters // Transactions of Russian Maritime Register of Shipping. – Issue 34. – 2011. – P. 263 – 272.

The article contains the procedure for determination of asynchronous engines (AE) parameters on the basis of L-type phase substitution circuit of a three-phase engine. Basing on analytical dependences, the algorithm has been developed for determination of substitution circuit parameters, and the relevant calculation has been made for A02-41-4 AD (Y-connection of windings) proceeding from the basic data of the open-circuit test and the typical operation of AD. The parameter determination error assessment has been performed, the relevant graphic dependences have been given.

UDC 629.5.051

Kew words: *satellite, technical control facilities, monitoring, data transfer.*

A.I. Kulinich, A.N. Marinich, A.V. Pripotnyuk, Yu.M. Ustinov. ARGOS Global Satellite Low-Orbit Quasi-Doppler Radio-Navigational System // Transactions of Russian Maritime Register of Shipping. – Issue 34. – 2011. – P. 273 – 280.

The article describes the principles for the formation and operation of the ARGOS global satellite low-orbit quasi-doppler radio-navigational system, as well as the monitored item positioning procedure. The item positioning error has been specified.

Российский морской регистр судоходства

Научно-технический сборник, вып. 34

Редакционная коллегия Российского морского регистра судоходства
Ответственный за выпуск *Е. Б. Мюллер*
Главный редактор *М. Ф. Ковзова*
Редактор *И. В. Сабинина*
Компьютерная верстка *Д. Г. Иванова*

Подписано в печать 28.11.11. Формат 60 × 84/16. Гарнитура Гельветика.
Усл. печ. л.: 19,4. Уч.-изд. л.: 21. Тираж 250. Заказ 2433.

Российский морской регистр судоходства
191186, Санкт-Петербург, Дворцовая набережная, 8
Тел.: (812) 312-89-59
Факс: (812) 312-89-86